Die Turbinen

oder

horizontalen Wasserräder

als

Kraft- oder Trieb-Maschinen für Mühlen, Fabriken, Berg- und Hüttenwerke.

Ihre

allgemeine Beschreibung, Theorie und Leistung, sowie die specielle Beschreibung gut ausgeführter Motoren dieser Art.

Nach den besten in- und ausländischen Hülfsmitteln bearbeitet

von

Friedrich Harzer.

Mit 10 lithographirten Tafeln.

Zweite, um 1 Bogen und 1 Tafel vermehrte Ausgabe, welche die Beschreibung mehrer neuern Turbinen enthält.

Weimar, 1856.

Verlag, Druck und Lithographie von B. F. Voigt.

Vorwort.

Zu den wichtigsten und interessantesten Kraft- oder Triebmaschinen gehören unstreitig die horizontalen Wasserräder oder Turbinen, die erst in ganz neuerer Zeit ihre jetzige Gestalt und Wichtigkeit erreichen konnten, da es früher bei dem unvollkommenen Zustande der Maschinen-Fabrication nicht möglich war.

Wir wollen hier zuvörderst die hauptsächlichsten Vorzüge und Mängel der Turbinen gegen die verticalen Wasserräder kurz kennen lernen, um unsere Leser sofort auf den richtigen Standpunct zu führen.

Die Turbinen besitzen zuerst insofern einen großen Vorzug vor den verticalen Wasserrädern, als sie sich fast bei allen Gefällen von 1 bis 500 Fuß anwenden lassen, während die verticalen Wasserräder höchstens eine Wasserkraft von 50 Fuß Gefälle aufzunehmen vermögen. Allerdings sind aber bei verschiedenen Gefällen die Wirkungsgrade der Turbinen sehr verschieden, namentlich fallen dieselben bei hohen Gefällen wegen der großen, mit dem Quadrate der Geschwindigkeit wachsenden hydraulischen Nebenhindernisse kleiner aus, als bei mittleren und kleinen Gefällen. Auf der andern Seite läßt sich bei hohen Gefällen von 20 bis 40 Fuß von oberschlägigen Wasserrädern ein Wirkungsgrad erzeugen, der bei Turbinen nicht erlangt werden kann. Nur bei mittleren Gefällen von 10 bis 20 Fuß kann man von beiden Rädern eine nnd dieselbe Leistung erwarten; sind aber — wie es so häufig der Fall ist — die Gefälle klein, so geben die Turbinen in jedem Falle eine größere Nutzleistung, als unterschlä-

gige Wasserräder. Die Poncelet-Räder sind höchstens bei Gefällen von 3 bis 6 Fuß den Turbinen an die Seite zu setzen. Die Turbinen haben vor den verticalen Wasserrädern noch den großen Vorzug, daß sie bei verschiedenen Gefällen fast mit gleichem Wirkungsgrade arbeiten, und daß sie namentlich durch Stauwasser in ihrem Gange nicht gestört werden, da sie unter Wasser fast mit demselben Vortheile, ja in gewissen Fällen noch mit mehr Nutzen arbeiten, als in freier Luft. Verticale Wasserräder verlieren zwar stets an ihrem Wirkungsgrade, wenn sich ihr Gefälle verändert, jedoch nur dann beträchtlich, wenn die Gefälle selbst klein sind, oder gar ein Waten des Rades im Wasser eintritt.

Auf der andern Seite verursachen aber Veränderungen im Avfschlagsquantum bei verticalen Wasserrädern weit weniger Arbeitsverlust, als bei den horizontalen, und es gereicht dieses Verhältniß jenen ersteren in öconomisch-hydraulischer Beziehung zum großen Vortheil.

Um die Leistung eines vorher im Normalgange befindlichen verticalen Wasserrades, zumal eines solchen, wo das Wasser hauptsächlich durch den Druck wirkt, nach Bedürfniß zu erhöhen, kann man auf dasselbe eine größere Wassermenge aufschlagen, und um die Leistung eines solchen Rades zu vermindern, braucht man demselben nur weniger Wasser zu geben, während in beiden Fällen der Wirkungsgrad sich nicht wesentlich verändert.

Ganz anders ist aber das Verhältniß in diesem Falle bei einer Turbine, die nur bei ganz geöffneter Schütze und folglich auch bei dem größten Aufschlagsquantum einen vortheilhaften Gang hat. Wird nun ein kleineres Aufschlagsquantum gefordert und daher nur ein kleineres Wasserquantum verbraucht und zu dem Ende die Schütze tiefer gestellt, so vermindert man die Leistung nur zum Theil durch Verminderuug des Aufschlages, zum Theil aber durch Tödtung der lebendigen Kraft des Wassers, oder durch Schwächung des Wasserdrucks

und zieht dadurch den Wirkungsgrad herab. Es ist dies mit dem Bremsen oder Hemmen eines Rades zu vergleichen. Während man also bei einem verticalen Wasserrade durch Niederlassen der Schütze nur alles überflüssige Wasser vom Rade absperrt und dieses, nach Befinden, noch zu anderen Zwecken verbrauchen kann, wird bei den Turbinen dadurch nur ein Theil des überflüssigen Wassers abgesperrt, das Arbeitsvermögen des andern Theiles aber im Rade vernichtet.

In Hinsicht auf Veränderlichkeit in der Umdrehungsgeschwindigkeit findet eine große Differenz zwischen den horizontalen und verticalen Wasserrädern nicht Statt; bei beiden kann sich die Normalgeschwindigkeit ungefähr um den vierten Theil ihres Werthes vergrößern oder verkleinern, ohne daß sich die Leistung bedeutend vermindert. Was aber die Größe dieser Geschwindigkeit selbst anbelangt, so stellt sich allerdings hier ein großer Unterschied heraus. Mit Ausnahme der unterschlägigen Räder und nament-

lich der Poncelet-Räder gehen alle verticalen Wasserräder meist nur mit Umdrehungsgeschwindigkeiten von 4 bis 8 Fuß um; die Turbinen hingegen haben vom Gefälle abhängige, sehr verschiedene und meist weit größere Umlaufsgeschwindigkeiten. Aus diesem Grunde, und da überdies noch die Turbinen kleinere Halbmesser haben, als die verticalen Wasserräder, machen sie dann auch, in der Regel, viel mehr Umdrehungen, als diese Räder. Je nachdem nun die Arbeitsmaschine eine große oder eine kleine Umdrehungszahl, d. i. einen schnellen oder einen langsamen Gang erfordert, wird sich daher auch ein horizontales oder ein verticales Wasserrad mehr zu ihrer Bewegung eignen. Uebrigens aber sind die schnellen Bewegungen einer Maschine eher nachtheilig, als vortheilhaft, weil bei ihnen die Nebenhindernisse, wie Reibung, namentlich aber Stöße u. s. w., größer ausfallen; und aus diesem Grunde ist es oft vortheilhafter, durch eine Zwischenmaschine die Umdrehungszahl eines Rades in eine größere, als

in eine kleinere umzusetzen, oder ein verticales Wasserrad, anstatt eines horizontalen, anzuwenden.

Ist die Last einer Maschine veränderlich, wie, z. B., bei einem Hammer- oder Walzwerke u. s. w., so ist die Anwendung eines verticalen Rades ebenfalls vorzuziehen, denn dasselbe wirkt durch seine größere Masse, obgleich es langsamer umläuft, mehr als Regulator, als eine Turbine, bei deren Anwendung öfters ein Schwungrad zur Ausgleichung der veränderlichen Bewegung nöthig ist. Bei constanter Last ist aber bei Turbinen ein Vorzug in dieser Beziehung einzuräumen, weil verticale Wasserräder, namentlich hölzerne, oft ein sogenanntes schweres Viertel haben, d. h. gleiche Theile ihres Umfanges nicht gleich schwer sind.

In öconomischer Beziehung sind die Turbinen den verticalen Wasserrädern wenigstens an die Seite zu stellen, bei hohen Gefällen aber und selbst bei mittlerem und einem gro-

ßen Aufschlagsquantum sind dieselben sogar wegen ihrer Wohlfeilheit den verticalen Rädern vorzuziehen. Selbst in Hinsicht der Dauerhaftigkeit ist den Turbinen der Vorzug vor den verticalen Wasserrädern einzuräumen.

Endlich ist nicht außer Acht zu lassen, daß Turbinen ein reines Wasser zu ihrer Beaufschlagung erfordern, und daß deren Leistung durch zugeführten Sand, Schlamm, Moos, Kräuter, Blätter, Baumzweige, Eisstücke u. s. w. außerordentlich herabgezogen werden kann, was bei den verticalen Wasserrädern nicht zu befürchten ist. Endlich kommt noch in Betracht, daß die Turbinen und namentlich die Leitschaufelturbinen schwieriger zu construiren sind, als die verticalen Wasserräder, und daß Abweichungen von den mathematischen Regeln ihrer Construction bei den Turbinen von viel nachtheiligeren Folgen sind, als bei den verticalen Wasserrädern. Deßhalb sind denn auch bis jetzt so viele Turbinenanlagen mißlungen, und es haben diese Motoren noch uicht diejenige Ver-

breitung erhalten, die sie verdienen. Werden sie aber in guten Maschinenbau-Anstalten ausgeführt, wie es deren jetzt überall giebt, so fällt auch dieser Einwand weg.

Das Gesagte, welches die Meinung unserer besten Mechaniker und Techniker im Allgemeinen ist, giebt die nöthigen Fingerzeige bei der Wahl eines Wasserwerks, ob verticales oder horizontales Wasserrad, und deßhalb haben wir es auch an die Spitze des Werkchens gestellt.

Sowie die Turbinen selbst erst Kinder der neuern Zeit sind, so hat auch deren Literatur erst neuerlich eine größere Ausdehnung erhalten. Wir wollen einige Hauptquellen hier nennen, während manche andere wichtige Abhandlungen im Laufe des Vortrags angeführt worden sind.

Die erste Beschreibung der Fourneyron'schen Turbinen, welche — wie wir im Verlaufe des Werkchens auseinandersetzen werden — die ersten waren, die diese Kraftmaschinen

wieder in's Leben einführten, findet sich im Bulletin de la Société d'Encouragement, Jahrgang 1834, deutsch in Dingler's polytechnischem Journal, Band 53.

Später stellte der unermüdliche Experimentator Morin Versuche an und legte deren Ergebnisse in folgender Schrift nieder: **Expériences sur les Roues hydrauliques à axe vertical, appelées Turbines. Metz et Paris, 1838.**

Poncelet machte zu derselben Zeit die erste gründliche Theorie in folgendem Werke bekannt: **Théorie des Effets mécaniques de la Turbine-Fourneyron. Paris, 1838.**

Das Werk von Combes:

Recherches théoriques et expérimentales sur les Roues à réaction ou à tuyaux. Paris, 1843, ist zwar nicht umfassend, aber für die Theorie sehr wichtig, indem die bis dahin und auch später von anderen Mathematikern gänzlich vernachlässigten hydraulischen

Nebenhindernisse bei der Entwickelung berücksichtigt sind.

Als erste systematische Schrift über Turbinen ist folgende anzusehen:

Rühlmann, die horizontalen Wasserräder und besonders die Turbinen oder Kreiselräder ꝛc. Chemnitz, 1840.

Das vollständigste und vorzüglichste Werk über diesen Gegenstand ist das folgende:

Redtenbacher, Theorie und Bau der Turbinen und Ventilatoren. Mannheim, 1844.

Für das Allgemeine, die Theorie und die Leistungen der Turbinen ist auch von Wichtigkeit der zweite und dritte Band von:

Weisbach's Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinen-Mechanik (Braunschweig, 1847, zweite Auflage 1851—1855). — Dieses Werk und die englische Bearbeitung desselben, welche um Vieles erweitert und ergänzt worden ist, wurden hier vielfach benutzt.

Als sammelnde Werke über die Turbinen machen wir besonders namhaft:

Armengaud: Publication industrielle etc., seit 1843 sieben Bände, mit trefflichen Abbildungen.

Das polytechnische Journal.

Das polytechnische Centralblatt.

Der Ingenieur und die Fortsetzung desselben, der Civilingenieur, welcher in Freiberg erscheint.

Endlich die im Verlage von Voigt zu Weimar erscheinende Zeitschrift für Mechaniker Maschinenbauer, Mühlenzeugarbeiter ꝛc. Bis jetzt sechs Bände. gr. 4. à sechs Heften.

Inhaltsverzeichniß.

Erster Abschnitt.

Zweiter Abschnitt.

Erster Abschnitt.

Allgemeine Beschreibung der verschiedenen Arten von Turbinen, ihre Theorie und Leistung.

§. 1.
Einleitung.

Bei den horizontalen oder um eine verticale Achse umlaufenden Wasserrädern wirkt das Wasser entweder durch Stoß, oder durch Druck, oder durch Reaction, nie aber unmittelbar durch sein Gewicht. Man unterscheidet daher auch horizontale Stoß-, Druck- und Reactionsräder voneinander. Sehr gewöhnlich nennt man auch die horizontalen Wasserräder überhaupt Turbinen oder Kreiselräder (französisch turbines, englisch turbins), zuweilen giebt man aber nur einer gewissen Classe von Reactionsrädern den Namen Turbinen. Die Stoßräder sind mit ebenen oder ausgehöhlten

Schaufeln ausgerüstet, auf die das Wasser mehr oder weniger rechtwinkelig aufschlägt; die Druckräder hingegen haben krumme Schaufeln, an welchen das Wasser blos hinläuft; die Reactionsräder endlich bestehen aus einem Röhrenapparate, aus welchem das Wasser mehr oder weniger tangential ausfließt .Die Druckräder und Reactionsräder sind in ihrer Construction einander sehr ähnlich, jedoch unterscheiden sie sich dadurch wesentlich voneinander, daß bei den Druckrädern die Zellen oder Canäle zwischen je zwei Schaufeln vom Wasser nicht ganz ausgefüllt werden, bei den Reactionsrädern aber das Wasser durch die Canäle oder Röhren mit gefülltem Querschnitte hindurchströmt. Während sich bei den Stoßrädern das Wasser nach allen Seiten hin auf den Schaufeln ausbreitet, strömt es bei den Druck- und Reactionsrädern nur nach einer Seite hin. Nach den verschiedenen Richtungen, in welchen sich das Wasser in den Canälen der letzteren Räder bewegt, hat man zwei Hauptsysteme von Druck- und Reactionsrädern; entweder ist die relative Bewegung des Wassers in den Canälen eine horizontale, oder sie ist eine gegen den Horizont geneigte, meist in einer Verticalfläche vor sich gehende Bewegung. Im ersten Systeme ist aber wieder zu unterscheiden, ob das Wasser von innen nach außen, oder von außen nach innen strömt; im zweiten, ob es von oben nach unten, oder von unten nach oben fließt. Meist erfolgt die Bewegung entweder nur von innen nach außen, oder von oben nach unten; im ersten Falle kommt die Centrifugal- und im zweiten die Schwerkraft der Bewegung zu Hülfe.

Horizontale Wasserräder, bei welchen das Wasser von oben nach unten abfließt, nennt man wohl auch Danaiden.

§. 2.

Stoßräder.

Die einfachsten, jedoch auch unvollkommensten horizontalen Wasserräder sind die sogenannten Stoßräder oder Stoßturbinen, wie ACD, Fig. 1. Sie bestehen aus 16 bis 20 rectangulären Schaufeln AB, A_1 B_1 u. s. w., welche so auf den Radkörper aufgesetzt sind, daß sie 50 bis 70 Grad Neigung gegen den Horizont erhalten. Das Wasser wird ihnen durch ein pyramidales Gerinne EF von 40 bis 20 Grad Neigung so zugeführt, daß es ziemlich winkelrecht auf die Schaufeln aufschlägt. Man wendet diese Räder bei 10 bis 20 Fuß Gefälle und dann an, wenn eine große Umdrehungszahl erfordert wird, wie, z. B., bei Mahlmühlen, wo man den beweglichen Mühlstein oder sogenannten Läufer auf die Welle des Rades aufsetzt, so daß man Vorgelege oder besondere Zwischenmaschinen gar nicht nöthig hat. Vorzüglich kommen diese Räder in dem südlichen Europa und im nördlichen Afrika, zumal aber in den Alpen und Pyrenäen und in Algier, vor. Man giebt ihnen ungefähr 5 Fuß Durchmesser, ihren Schaufeln aber 15 Zoll Höhe und 8 bis 10 Zoll Länge (radial gemessen).

Die Leistung dieser Räder ist nach der Theorie des Wasserstoßes auf folgende Weise zu ermitteln. Die Geschwindigkeit $Ac = c$, Figur 2, des aufschlagenden Wassers um die Geschwindigkeit $Av = v$ der Schaufeln lassen sich nach der Neigungslinie und nach der Normallinie einer Schaufel in je zwei Seitengeschwindigkeiten zerlegen, welche durch die Formeln $c_1 = c \sin. \delta$, $c_2 = c \cos. \delta$, $v_1 = v \sin. \alpha$ und $v_2 = v \cos. \alpha$ ausgedrückt werden, wenn δ den Winkel cAN angiebt, um welchen die Rich-

tung **A c** des Wasserstrahles von der Normalen **A N** abweicht, α aber den Winkel **H A N** bezeichnet, unter welchem die Normale **A N** gegen den Horizont geneigt ist, oder um welchen die Bewegungsrichtung des Rades von der Normalen, oder die Schaufelebene von der Verticalen abweicht. Die Seitengeschwindigkeit $c_1 = c \sin. \delta$ bleibt unverändert, da ihre Richtung in die Schaufelebene selbst fällt, die Seitengeschwindigkeit $c_2 = c \cos. \delta$ hingegen wird durch den Stoß in die Geschwindigkeit $v_2 = v \cos. \alpha$ umgeändert, da die Schaufel in der Normalen mit dieser Geschwindigkeit ausweicht; es verliert folglich das Wasser durch den Stoß die Geschwindigkeit

$$c_2 - v_2 = c \cos. \delta - v \cos. \alpha,$$

und es ist der entsprechende Arbeitsverlust

$$= \frac{(c \cos. \delta - v \cos. \alpha)^2}{2g} Q \gamma.$$

Wenn wir nun von dem ganzen disponiblen Arbeitsvermögen $\frac{c^2}{2g} Q \gamma$ des Wassers diesen Arbeitsverlust $\frac{(c \cos. \delta - v \cos. \alpha)^2}{2g} Q \gamma$, sowie das Arbeitsvermögen $\left(\frac{c^2 \sin. \delta^2 + v^2 \cos. \alpha^2}{2g}\right) Q \gamma$, welche das mit der Geschwindigkeit $w = \sqrt{c^2 \sin. \delta^2 + v^2 \cos. \alpha^2}$ abfließende Wasser in sich behält, abziehen, so bekommen wir das auf das Rad übergetragene Arbeitsvermögen

$$L = P v = [c^2 - (c \cos. \delta - v \cos. \alpha)^2$$
$$- (c^2 \sin. \delta^2 + v^2 \cos. \alpha^2)] \frac{Q \gamma}{2g}$$
$$= \frac{(c \cos. \delta - v \cos. \alpha) v \cos. \alpha}{g} \cdot Q \gamma.$$

Um diese Leistung so groß, wie möglich, zu erhalten, hat man $\cos. \delta = 1$, also $\delta = 0$ zu machen, d. i., den Strahl rechtwinkelig gegen die Schaufel zu richten; dann aber noch, wie in anderen früher abgehandelten ganz ähnlichen Fällen, $v \cos. \alpha = \frac{1}{2} c$, oder $v = \frac{c}{2 \cos. \alpha}$ zu geben. Die entsprechende Maximalleistung ist $P v = \frac{1}{2} \cdot \frac{c^2}{2g} Q \gamma = \frac{1}{2} h Q \gamma$, also die Hälfte des ganzen Arbeitsvermögens.

Die Wirkungen der Stoßräder fallen größer aus, wenn die Schaufeln derselben mit vorstehenden Leisten eingefaßt, oder wie Löffel, oder Muscheln, wie in Fig. 3, ausgehöhlt sind. Der Grund dieser Erhöhung der Wirkung ist zwar schon aus dem Frühern bekannt, wir können jedoch auch leicht auf dem schon dort betretenen Wege die Größe dieser Erhöhung berechnen. Da die Schaufel in der Richtung des Strahles mit der Geschwindigkeit $v^2 = v \cos. \alpha$ ausweicht, so läßt sich die relative Geschwindigkeit des Wassers, in Hinsicht auf die Schaufel, $c_1 = c - v_2 = c - v \cos. \alpha$ setzen; ist nun β der Winkel $c_1 O c$, um welchen das Wasser durch die Schaufel von seiner anfänglichen Richtung abgelenkt wird, so folgt nun die absolute Geschwindigkeit des abfließenden Wassers:

$$w = \sqrt{c_1^2 + v_2^2 + 2 c_1 v_2 \cos. \beta}$$
$$= \sqrt{(c - v \cos. \alpha)^2 + v^2 \cos. \alpha^2 + 2 (c - v \cos. \alpha) v \cos. \alpha \cos. \beta},$$

daher der entsprechende Arbeitsverlust:

$$= [c^2 - 2 (c - v \cos. \alpha) v \cos. \alpha (1 - \cos. \beta)] \frac{Q \gamma}{2g}$$

und die Leistung des Rades:

$$L = Pv = \left(\frac{c^2 - w^2}{2g}\right) Q\gamma = (1 - \cos.\beta) \frac{(c - v\cos.\alpha)\, v\cos.\alpha}{g} \cdot Q\gamma.$$

Bei ebenen Schaufeln ist $\beta = 90^o$, also $\cos.\beta = 0$ und daher $L = \frac{(c - v\cos.\alpha)\, v\cos.\alpha}{g} Q\gamma$, wie wir allerdings schon oben, jedoch auf einem ganz andern Wege, gefunden haben. Bei hohlen Schaufeln ist nun aber β stumpf, also $\cos.\beta$ negativ, daher $1 - \cos.\beta$ größer, als 1 und folglich auch die Leistung größer, als bei ebenen Schaufeln.

Zu dieser Classe von Rädern gehören auch diejenigen, welche die Franzosen rouets volants nennen und über deren Wirkungen Piobert und Tardy Versuche angestellt haben. S. Expériences sur les roues hydrauliques à axe vertical etc., par *Piobert* et *Tardy*, Paris 1840. Die Ergebnisse dieser Versuche an einem Rädchen von 5 Fuß Durchmesser, 8 Zoll Höhe und 20 gekrümmten Schaufeln (siehe Fig. 4) waren bei einem Gefälle von $4\frac{1}{4}$ Meter (vom Spiegel des Oberwassers bis zur Grundfläche des Rades gemessen), und bei'm Aufschlage von 0,3 Cubikmeter pr. sec. folgende: Für $\frac{v}{c} = 0{,}72$, $\eta = 0{,}16$; für $\frac{v}{c} = 0{,}66$, $\eta = 0{,}31$, und für $\frac{v}{c} = 0{,}56$, $\eta = 0{,}40$. Hiernach läßt sich nun in den Fällen, wenn das Geschwindigkeitsverhältniß $\frac{v}{c}$ nicht sehr von 0,6 abweicht, setzen: $Pv = 0{,}75\, (c - v\cos.\alpha) \frac{v\cos.\alpha}{g} Q\gamma$.

Bei großen Aufschlagsquanten oder sehr kleinen Rädern stellt sich die Leistung vorzüglich deshalb noch sehr gering heraus, weil hier der Abfluß des Wassers nicht hinreichend schnell erfolgt und sich deshalb eine Stauung im Rade bildet.

Beispiel. Welchen Effect kann man von einer Stoßturbine mit hohlen Schaufeln, wie Fig. 4, erwarten, wenn man zu deren Umtriebe ein Wasserquantum von 6 Cubikfuß und ein Gefälle von 16 Fuß benutzt? Wenn man die Radhöhe unberücksichtigt läßt, so erhält man die theoretische Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers: $c = \sqrt{2gh} = 7{,}906 \sqrt{16} = 31{,}624$ Fuß, und nimmt man noch eine Luttenneigung von 20^0 an, so erhält man die vortheilhafteste Radgeschwindigkeit $v = \frac{c}{2 \cos. \alpha} = \frac{15{,}812}{\cos. 20^0} = 16{,}83$ Fuß, und daher ist nach obiger Formel der zu erreichende Effect $L = Pv = 0{,}75 \cdot \frac{v^2 \cos. \alpha^2}{g} Q\gamma = \frac{3}{4} \cdot 0{,}032 \cdot 15{,}812^2 \cdot 6 \cdot 66 = 0{,}024 \cdot 250 \cdot 396 = 2376$ Fußpfund.

§. 3.

Stoß- und Druckräder.

Wenn man den Schaufeln eine größere Ausdehnung giebt und sie so aushöhlt, daß sie unten nahe horizontal auslaufen, so kann das Wasser außer der Stoßleistung auch noch eine Druckleistung, und daher das Rad einen größern Effect hervorbringen, als ein bloßes Stoßrad. Die Theorie eines solchen Rades können wir aber nicht leicht entwickeln, wenn

wir auf dem weiter oben betretenen Wege weiter fortgehen. Denken wir uns im Einfallspuncte A, Fig. 5 eine Normale AN errichtet, und bezeichnen wir wieder den Winkel cAN, welchen die Richtung des eintretenden Wassers mit dieser Normale einschließt, mit δ, und den Winkel vAN, welchen die Radgeschwindigkeit mit ihr bildet, $= \alpha$, so erhalten wir den durch den Stoß erzeugten Geschwindigkeitsverlust $c_2 - v_2 = c \cos. \delta - v \cos. \alpha$, und den entsprechenden Arbeitsverlust $= \frac{(c \cos. \delta - v \cos. \alpha)^2}{2g} Q \gamma$.

Die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser anfängt, an der Schaufel niederzufließen, ist: $c_1 + c_3 = c \sin. \delta + v \sin. \alpha$, und setzt man nun noch die Höhe BH, auf welche das Wasser an der Schaufel AB niedersinkt, $= h_1$, so hat man die relative Geschwindigkeit des Wassers am Fuße B der Schaufel:

$$c_4 = \sqrt{(c_1 + c_3)_2 + 2 g h_1} =$$
$$= \sqrt{(c \sin. \delta + v \sin. \alpha)^2 + 2 g h_1}.$$

Zugleich hat aber das Wasser noch die Geschwindigkeit v mit dem Rade gemeinschaftlich, daher ist die absolute Geschwindigkeit des abfließenden Wassers: $w = \sqrt{c_4{}^2 + v^2 - 2 c_4 v \cos. \Theta}$, wo Θ den Winkel c_4 BO bezeichnet, unter welchem der Schaufelfuß gegen den Horizont geneigt ist. Der entsprechende Effectverlust ist $\frac{w^2}{2g} Q \gamma =$

$$\left(\frac{c_4{}^2 + v^2 - 2 c_4 v \cos. \Theta}{2g}\right) Q \gamma.$$

Zieht man diese beiden Verluste von der ganzen disponiblen Arbeit ab, so bekommt man die auf das Rad übergegangene Leistung

$L = P v = [c^2 - (c \cos. \delta - v \cos. \alpha)^2$

$- (c_4^2 + v^2 - 2\, c_4\, v \cos.\, \Theta)] \frac{Q\gamma}{2g}$, worin natürlich für c_4 der oben angegebene Werth einzusetzen ist.

Stößt das Wasser winkelrecht, so hat man $\delta = 0$, $c_4 = \sqrt{v^2 \sin.\, \alpha^2 + 2\, g h_1}$ und daher $L = [c^2 - (c - v \cos.\, \alpha)^2 - (c_4^2 + v^2 - 2\, c_4\, v \cos.\, \Theta)] \frac{Q\gamma}{2g} = [2\, c v \cos.\, \alpha - (1 + \cos.\, \alpha^2)\, v^2 - v^2 \sin.\, \alpha^2 - 2\, g h_1 + 2\, v \cos.\, \Theta \sqrt{v^2 \sin.\, \alpha^2 + 2\, g h_1}] \frac{Q\gamma}{2g} = [(c \cos.\, \alpha - v)\, v - g h_1 + v \cos\, \Theta \sqrt{v^2 \sin.\, \alpha^2 + 2\, g h_1}] \frac{Q\gamma}{2g}$; damit das Wasser übrigens noch die größte Leistung giebt, muß es todt vom Rade fallen, also $w = 0$ sein, welches bedingt $\Theta = 0$ und $c_4 = v$, d. i. $v^2 \sin.\, \alpha^2 + 2\, g h_1 = v^2$, also $v = \frac{\sqrt{2\, g h_1}}{\cos.\, \alpha}$.

§. 4.

Druckräder.

Soll hingegen das Wasser ohne Stoß eintreten, also das Wasser nur durch Druck wirken, so muß $v \cos.\, \alpha = c \cos.\, \delta$ sein, und damit nun auch noch das Wasser ohne lebendige Kraft vom Rade tritt, muß sein: $\Theta = 0$ und $6_4 = v$, d. i. $(c \sin.\, \delta + v \sin.\, \alpha)^2 + 2\, g h_1 = v^2$, oder $c^2 \sin.\, \delta^2 + 2\, c v \sin.\, \alpha \sin.\, \delta + 2\, g h_1 = v^2 \cos.\, \alpha^2 = c^2 \cos.\, \delta^2$; wenn man noch $2\, c v \cos.\, \alpha \cos.\, \delta - \sin.\, \alpha \sin.\, \delta + 2\, g h_1$

$= - c^2 \cos. \delta^2$, oder $c^2 + 2 g h_1 = 2 c v \cos. (\alpha + \delta)$, und daher

$$v = \frac{c^2 + 2 g h_1}{2 c \cos. (\alpha + \delta)} = \frac{g (h + h_1)}{c \cos. \varphi},$$

wo h die Geschwindigkeitshöhe des eintretenden Wassers und folglich $h + h_1$ das ganze Gefälle, φ aber den Winkel $c A v$ zwischen Wasser- und Radgeschwindigkeiten bezeichnet. Die theoretische Leistung ist im letzten Falle natürlich $= (h + h_1) Q \gamma$, also der Wirkungsgrad $\eta = 1$, weil auf keine Weise ein Verlust Statt hat. Nachdem man bei einem solchen Druckrade die vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit v gefunden hat, so erhält man die erforderliche Schaufellage, wenn man durch den Eintrittspunct A, Fig. 6 eine Linie parallel zu $v c$ legt, und das Parallelogramm $A v c c_1$ vollendet: die sich ergebende Seite $A c_1$ giebt die Größe und Richtung der relativen Geschwindigkeit c_1, mit welcher das Wasser an der Schaufel herunterzusteigen anfängt, und also auch die hiermit zusammenfallende Richtung des Schaufelkopfes.

Damit das Wasser durch die Zwischenräume, wie $B B_1$ u. s. w., ungehindert abfließen könne, muß allerdings der Schaufelfuß B_1 noch einen kleinen Winkel Θ gegen den Horizont einschließen. Setzen wir den mittlern Radhalbmesser $= a$ und die mittlere Länge der Schaufeln, radial gemessen, $= l$, so können wir den Querschnitt der Abflußöffnung einer Zelle $= \overline{BN} \cdot l = \overline{BB_1} \sin. \Theta \cdot l$, und daher den Querschnitt sämmtlicher Abflußöffnungen des Rades $= 2 \pi a l \sin. \Theta$ setzen. Bezeichnet nun noch c_2 die relative Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser am Radfuße ankommt, also ist

$$c_2 = \sqrt{c^2 + v^2 - 2 c v \cos. \varphi + 2 g h_1},$$

so hat man $2\,\pi\,a\,l\,\sin.\,\Theta$ auch $= \frac{Q}{c_2}$, und daher für den erforderlichen Winkel $\sin.\,\Theta = \frac{Q}{2\,\pi\,a\,l\,c_2}$.

Nach der bekannten Theorie des Wasserstoßes oder hydraulischen Druckes ist es nicht nöthig, daß $v\cos.\,\alpha = c\cos.\,\delta$, oder, was auf Eins herauskommt, daß die Seitengeschwindigkeit c_1 in die Richtung der Schaufel falle. Die relative Geschwindigkeit c_1 des Wassers ist in Hinsicht auf die Schaufel AB, Fig. 7, die Diagonale des aus der absoluten Wassergeschwindigkeit c und aus der entgegengesetzt genommenen Radgeschwindigkeit v construirten Parallelogrammes, daher $c_1 = \sqrt{c^2 + v^2 - 2\,c\,v\cos.\,\varphi}$; wird nun durch den Anstoß an die Schaufel nur die Richtung, nicht aber die Größe dieser Geschwindigkeit geändert, so erhält man die relative Geschwindigkeit bei'm Austritte, und nach dem Herabsinken von der Höhe $BH = h_1$, $c_2 = \sqrt{c_1^2 + 2\,g\,h_1}$ $= \sqrt{c^2 + v^2 - 2\,c\,v\cos.\,\varphi + 2\,g\,h_1}$. Damit endlich die ganze Wirkung vom Wasser gewonnen werde, hat man wieder $c_2 = v$, also $c^2 + v^2 - 2\,c\,v\cos.\,\varphi + 2\,g\,h_1 = v^2$, also $v = \frac{c^2 + 2\,g\,h_1}{2\,c\cos.\,\varphi} = \frac{g\,(h + h_1)}{c\cos.\,\varphi}$ zu machen.

§. 5.

Borda'sche Turbinen.

Man nennt die vorhin erwähnten Räder, bei welchen das Wasser vorzüglich durch Druck wirkt, indem es an gekrümmten Schaufeln niederfließt, Borda'sche Turbinen. Die Construction solcher Turbinen führt Fig. 8 vor Augen. Der Verfasser

hat das Original als Umtriebsmaschine für sechs Amalgamirfässer und ein anderes zum Umtriebe eines Mahlganges zu Huelgoat in der Bretagne gesehen. Die krummen Schaufeln waren aus drei von Buchenholzbretchen zusammengesetzten Mänteln, wovon der äußere mit zwei eisernen Ringen umgeben war, eingesetzt. In Fig. 8 ist A B eine Schaufel, C die Welle und D der 45° geneigte Wassereinfallutten. Der Durchmesser des Rades betrug $1\frac{1}{2}$ Meter, die Schaufeln waren 0,36 Meter lang und 0,44 Meter hoch und ihre Anzahl war 20. Uebrigens machte das Rad bei einem Gefälle von 5 Metern 40 Umdrehungen in der Minute.

Ueber die effectiven Wirkungen der Borda'schen Turbinen sind sichere Beobachtungen nicht bekannt. Borda giebt das Verhältniß der effectiven Leistung zur theoretischen 0,75 an, und so lange besondere Versuche hierüber nicht gemacht worden sind, wird man dieses Verhältniß noch beibehalten, und also $L = 0{,}75 \cdot [h + h_1 - (c \cos. \delta - v \cos. \alpha)^2 - w^2]\, Q\gamma$ setzen müssen. Poncelet bemerkt sehr richtig, daß es zweckmäßig sei, den Rädern eine große Höhe und einen großen Durchmesser zu geben und die Schaufeln weniger lang zu machen, also die beiden Mäntel oder Trommeln nicht weit voneinander abstehen zu lassen. Durch die größere Radhöhe erlangt man ein kleineres Geschwindigkeitsgefälle, und daher auch kleinere Wasser- und Radgeschwindigkeiten; durch einen größern Durchmesser erhält man eine kleinere Umdrehungszahl, und da bei einem größern Rade bei gleichem Fassungsraume die Radweite eine kleinere sein kann, so erhält man auch dadurch kleinere Abweichungen in der Geschwindigkeit der nebeneinander niederfließenden Wasserfäden.

Beispiel. Welchen Aufschlag erfordert eine Borda'sche Turbine nach der Construction von

Figur 8, wenn dieselbe bei einem Gefälle von 15 Fuß zum Umtriebe eines Mahlganges eine Leistung von zwei Pferdekräften hervorbringen soll? Geben wir dem Rade $1\frac{3}{4}$ Fuß Höhe, so bekommen wir die theoretische Eintrittsgeschwindigkeit $c = 7{,}906 \sqrt{15 - 1{,}75} = 7{,}906 \sqrt{13{,}25} = 28{,}75$ Fuß. Führt man das Wasser unter 30° Neigung gegen den Horizont ein, so erhält man die vortheilhafteste Umlaufsgeschwindigkeit

$$c = \frac{g\,(h + h_1)}{c \cos. \varphi} = \frac{31{,}25 \cdot 15}{28{,}75 \cdot \cos. 30^0} = 18{,}83.$$

Wenn das Wasser ohne Stoß eintritt, ist die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser an den Schaufeln niederzufließen anfängt: $c_1 = \sqrt{c^2 + v^2 - 2\,c\,v \cos. \varphi} = \sqrt{c^2 + v^2 - c^2 - 2\,g\,h_1} = \sqrt{v^2 - 2\,g\,h_1}$ $\sqrt{18{,}83^2 - 2 \cdot 31{,}25 \cdot 1{,}75} = \sqrt{245} = 15{,}65$ Fuß. Für den Winkel ψ, unter welchem der Schaufelkopf *gegen den Horizont zu neigen ist*, hat man hiernach $\frac{\sin. \psi}{\sin. \varphi} = \frac{c}{c_1}$, also

$$\sin. \psi = \frac{28{,}75}{15{,}65} \sin. 30^0 = 0{,}9185, \text{ folglich } \psi = 66\tfrac{3}{4}{}^0.$$

Geben wir noch dem Schaufelfuße eine Neigung von 25° gegen den Horizont, so erhalten wir die absolute Geschwindigkeit des abfließenden Wassers: $w = 2\,v \sin. \frac{\Theta}{2} = 2 \cdot 18{,}83 \sin. 12\tfrac{1}{2}{}^0 = 8{,}15$ Fuß und daher die Leistung: $L = \frac{3}{4}\left(h + h_1 - \frac{w^2}{2\,g}\right) Q\gamma = \frac{3}{4}\left(15 - \frac{8{,}15^2}{2\,g}\right) \cdot 66\,Q = \frac{99}{2}\,(15 - 1{,}063)$ $Q = 690\,Q$. Damit diese die erlangten zwei Pferdekräfte = 1020 Fußpfund giebt, ist demnach

das nöthige Aufschlagsquantum $Q = \frac{1020}{690} = 1,48$ Kubikfuß. Geben wir dem Rade einen mittlern Halbmesser (bis zur Schaufelmitte gemessen) von 2 Fuß und machen wir den Wasserraum $\frac{1}{2}$ Fuß weit, so bekommen wir den Inhalt der Querschnitte sämmtlicher Abflußöffnungen an der Grundfläche des Rades $= 2\,\pi\,a\,l\,\sin.\,\Theta = \pi \cdot 4 \cdot \frac{1}{2}\,\sin.\,25^0 = 6,28 \cdot 0,4226 = 2,65$ Quadratfuß, welche sicherlich hinreicht, um pr. sec. 1,48 Cubikfuß Wasser mit 18,83 Fuß Geschwindigkeit durchfließen zu lassen.

§. 6.

Kufenräder.

Zu den Turbinen, bei welchen das Wasser an krummen Schaufeln niederfließt, gehören noch die Kufenräder (französisch roues en cuves), welche noch häufig im südlichen Frankreich vorkommen und schon von Belidor in seiner Architecture hydraulique beschrieben worden. Auch D'Aubuisson behandelt diese Räder ziemlich ausführlich in seiner Hydraulik. Endlich haben Piobert und Tardy in einer schon oben citirten Abhandlung die Resultate der von ihnen angestellten Versuche, welche allerdings keineswegs günstig zu nennen sind, mitgetheilt. Diese Räder (siehe AC, Fig. 9) weichen in ihrer Form von den oben betrachteten Stoßrädern (siehe Fig. 4) nicht ab, sie haben jedoch nur 1 Meter im Durchmesser und nur neun krumme Schaufeln; man setzt sie nur aus zwei Stücken zusammen und umgiebt sie mit zwei eisernen Reifen. Die Welle CD ruht mit ihrem Stifte C auf einem Hebel CO, um sie heben oder senken zu können, wie es der oben aufsitzende Mühlstein (hier nicht angegeben) erfordert.

Dieses Rad befindet sich nahe am Fuße innerhalb eines cylindrischen, 2 Meter hohen und 1,02 Meter breiten Schachtes A W B, und das Wasser fließt durch ein sich an das Rad tangential anschließendes Gerinne zu, welches 3 bis 4 Meter Länge, anfänglich eine Breite von 0,75, zuletzt bei der Einmündung in die schachtförmige Radstube aber nur noch eine solche von 0,25 Meter hat. Das Wasser fließt mit einer großen Geschwindigkeit zu, nimmt, in der Radstube angelangt, eine drehende Bewegung an und wirkt nun stoßend und drückend gegen die Schaufeln des Rades, indem es in den Zwischenräumen zwischen den Schaufeln nach unten strömt. Ein großer Theil des Wassers kommt aber nur unvollkommen oder gar nicht zur Wirkung, indem er entweder in dem Zwischenraume zwischen Rad und Schacht entweicht, oder bei'm Durchgange durch die weiten Schaufelräume nicht hinreichende Gelegenheit hat, seine Kraft auszuüben. Aus diesem Grunde sind auch die Wirkungsgrade dieser Räder so sehr klein. Bei den besseren Rädern in der Hospitalmühle zu Toulouse fanden Piobert und Tardy den Wirkungsgrad höchstens 0,27, und zwar bei einem Gefälle von 3 Metern, einem Aufschlage von 0,45 Cubikmetern und einer Umdrehungszahl u = 100. War unter übrigens gleichen Verhältnissen die Umdrehungszahl u = 120, so stellte sich η = 0,22 heraus und für u = 133 war η gar nur = 0,15. Die Räder in der sogenannten Basacle-Mühle gaben wegen ihres schlechten Zustandes höchstens γ = 0,18.

D'Aubuisson berichtet, daß man bei neuen Ausführungen das Rad nicht in, sondern unmittelbar unter den Schacht gestellt und dafür etwas weiter gemacht hat, als diesen Raum; daß man auch das pyramidale Zuflußgerinne bedeutend abgekürzt und durch Beides den Wirkungsgrad um ein Drittel

erhöht hat. Wenn wir nun auch für diese Räder den Wirkungsgrad mit D'Aubuisson 0,25 setzen, so erhalten wir doch noch eine viel kleinere Leistung, als bei den oben betrachteten freistehenden Stoßrädern oder roues à buse, wie sie D'Aubuisson nennt.

§. 7.

Burdin's Turbinen.

Die Turbinen von Burdin, oder turbines à évacuation alternative, wie sie Burdin selbst nennt, sind die vorzüglichsten der hierher gehörigen Räder. Sie sind im Wesentlichen von den einfachen Borda'schen Turbinen nur dadurch verschieden, daß bei ihnen das Wasser an mehreren Puncten zugleich eintritt und daß die Ausmündungen auf drei concentrische Kreise vertheilt sind. Die letztere Anordnung geschieht deshalb, damit das mit einer sehr kleinen absoluten Geschwindigkeit abfließende Wasser dem Rade keine Hindernisse in seiner Umdrehung entgegensetze. Das erste Rad dieser Art hat Burdin in der Mühle zu Pont-Gibaut aufgeführt und in den Annales des Mines, III. Série, T. III, beschrieben. Fig. 10 stellt einen Grundriß dieses Rades vor. **A B D** ist der unmittelbar über dem Rade stehende Speisebehälter, welcher auf der einen Seite mit dem Aufschlaggerinne in Verbindung steht und im Boden eine Reihe **E F** von Mundstücken hat, durch welche das Wasser in einer geneigten Richtung in das Rad eingeführt wird. Das um die Achse **C** umlaufende Rad besteht aus einer Reihe von Canälen, deren Einmündungen zusammen einen ringförmigen Raum **G B H** bilden, welche sich genau unter dem von den Mundstücken gebildeten Bogen **E F** bewegt, so daß das Wasser ungehindert aus diesem in

jene eintreten kann. Die Canäle (französisch couloirs) laufen oben senkrecht, unten aber ziemlich horizontal und beinahe tangential und zwar in drei verschiedenen Kreisen aus; es befindet sich nämlich nur der dritte Theil sämmtlicher Ausmündungen dieser Canäle genau unter dem von den Einmündungen gebildeten Ringe **G B H**, das andere Drittel, wie, z. B., **K**, mündet aber innerhalb und das dritte Drittel, wie, z. B., **L**, mündet außerhalb des Ringes **G B H** aus.

Durch die Versuche, welche an der Burdin'schen Turbine in Pont=Gibaud angestellt worden sind, hat sich bei einem Aufschlage Q von 0,0935 Cubikmeter und einem Gefälle h von 3,24 Meter ein Wirkungsgrad $\eta = 0{,}67$ herausgestellt. Die vorher zu demselben Zwecke angewendete Stoßturbine erforderte bei gleicher Leistung das dreifache Wasserquantum. Der Durchmesser dieses Rades betrug 1,4 Meter, die Höhe 0,4 Meter und die Schaufelzahl 36.

§. 8.

Leistung der Centrifugalkraft.

Bei den seither in Betrachtung gezogenen Turbinen bewegt sich das Wasser nahe oder ganz in einer cylindrischen Fläche; es verändert folglich bei dieser Bewegung jedes Wasserelement seine Entfernung von der Umdrehungsachse nicht, oder wenigstens nicht sehr; im Folgenden werden wir aber kennen lernen, wo das Wasser außer einer Umdrehungs= und nach Befinden einer Verticalbewegung noch eine mehr oder weniger radial ein= oder radial auswärts gerichtete Bewegung in Hinsicht auf die Umdrehungsachse hat. Die Turbinen haben die Eigenthümlichkeit, daß ihr Gang von der Centrifugalkraft des Wassers wesentlich mit abhängt. Man könnte

daher auch diese Räder Centrifugalturbinen nennen.

Ehe wir uns mit diesen Rädern beschäftigen können, ist es jedoch nöthig, vorher noch die Wirkung des Wassers durch seine Centrifugalkraft zu untersuchen, wenn dasselbe in einer Spirallinie um einen Mittelpunct herumgeht, oder wenn es eine radiale und drehende Bewegung zugleich hat. Die Centrifugalkraft eines Körpers vom Gewichte G, welcher in der Entfernung y mit einer Winkelgeschwindigkeit ω um einen Punct herumläuft, ist $F = \frac{\omega^2 G y}{g}$. Bewegt sich derselbe außerdem noch um einen kleinen Weg σ radial aus- oder einwärts, so wird durch diese Kraft die Arbeit $F\sigma = \frac{\omega^2 G y \sigma}{g}$ verrichtet, oder in Anspruch genommen. Nehmen wir nun an, daß die Bewegung im Drehungspuncte ihren Anfang nehme und radial auswärts erfolge, so daß zuletzt die Entfernung des Körpers vom Drehungspuncte $= r$ sei, so können wir die hierbei von der Centrifugalkraft verrichtete Arbeit finden, wenn wir in der letzten Formel $\sigma = \frac{r}{n}$, y nach und nach aber $\frac{r}{n}, \frac{2r}{n}, \frac{3r}{n} \ldots \frac{nr}{n}$ einsetzen und die erhaltenen Arbeiten durch Summation vereinigen. Es folgt auf diese Weise die in Frage stehende Arbeit:

$$L = \frac{\omega^2 G r}{n g}\left(\frac{r}{n} + \frac{2r}{n} + \frac{3r}{n} + \ldots + \frac{nr}{n}\right)$$

$$= \frac{\omega^2 G r^2}{n^2 g}(1+2+3+\ldots+n) = \frac{\omega^2 G r^2}{n^2 g} \cdot \frac{n(n+1)}{2},$$

oder, da wir n unendlich groß nehmen müssen:

$$L = \frac{\omega^2 G r^2}{u^2 g} \cdot \frac{u^2}{2} = \frac{\omega^2 r^2}{2g} \cdot G = \frac{v^2}{2g} G,$$

insofern v die Umdrehungsgeschwindigkeit ωr des Körpers im Endpuncte seiner Bewegung repräsentirt. Sowie diese Arbeit bei der Bewegung von innen nach außen von der Centrifugalkraft vernichtet wird, ebenso wird dieselbe von dieser Kraft consumirt, wenn die Bewegung nach dem Mittelpuncte zu erfolgt. Gelangt aber der Körper am Ende seiner Bewegung nicht bis zum Drehungspuncte, sondern steht er zuletzt noch um die Entfernung r_1 von diesem ab, so bleibt noch die Arbeit $\frac{\omega^2 r_1^2}{2g}$ G übrig und es consumirt daher der Körper nur die Arbeit

$$L = \frac{\omega^2 r^2}{2g} G - \frac{\omega^2 r_1^2}{2g} G = (r^2 - r_1^2) \frac{\omega^2}{2g} G$$

$$= \left(\frac{v^2 - v_1^2}{2g}\right) G,$$ wofern v_1 die Umdrehungsgeschwindigkeit im Endpuncte, sowie v die im Anfangspuncte der Bewegung bezeichnet. Geht hingegen die Bewegung von innen nach außen vor sich, so verrichtet die Centrifugalkraft die Leistung

$$L = \left(\frac{v^2 - v_1^2}{2g}\right) G.$$

§. 9.

Poncelet's Turbine.

Eins der einfachsten Horizontalräder, wo die Centrifugalkraft des Wassers auf den Gang influirt, ist die Poncelet'sche Turbine, wovon Fig. 11 einen Grundriß vorstellt. Diese Maschine besteht aus einer stehenden Welle C, aus zwei damit fest verbundenen Kränzen, wie AA_1, BB_1 und aus einem Systeme krummer Schaufeln, wie AB, A_1B_1 u. s. w.

zwischen denselben. Das Wasser wird ihr durch einen Lutten DA von außen beinahe in tangentialer Richtung zugeführt; dieses läuft aber an den hohlen Seiten der Schaufeln von außen nach innen und ergießt sich endlich in das Innere des Radraumes. Damit die Wirkung des Wassers auf das Rad möglichst groß ausfalle, ist es nöthig, daß das Wasser ohne Stoß eintrete und ohne lebendige Kraft innen abfließe. Im Wesentlichen hat diese Turbine mit dem verticalen Ponceletrade viel Aehnliches, nur macht hier das Wasser den Weg an einer Schaufel hin und zurück, dort aber nur hin. Diejenige Richtung des Schaufelkopfes A, bei welcher das Wasser ohne Stoß eintritt, bestimmt sich genau wie bei'm verticalen Rade Poncelet's und auch bei anderen Rädern, wenn man aus der Radgeschwindigkeit v und der Geschwindigkeit c des eintretenden Wassers ein Dreieck Acv construirt und Ac_1 parallel mit der Seite vc zieht. Die relative Geschwindigkeit Ac_1, mit welcher das Wasser in die Radräume eintritt, ist $c_1 = \sqrt{c_2 + v^2 - 2\,cv\cos.\delta}$, wenn δ den Winkel cAv bezeichnet, um welchen die Richtung des Wasserstrahles von der Tangente zum Radumfange im Eintrittspuncte abweicht. Diese Geschwindigkeit wird aber während der Bewegung an der Schaufel durch die entgegenwirkende Centrifugalkraft geschwächt, und es ist deshalb die relative Geschwindigkeit $Bc_2 = c_2$, mit welcher das Wasser den innern Radkranz erreicht, kleiner, als die relative Eintrittsgeschwindigkeit c_1. Nach dem Ergebnisse der Untersuchung im vorigen Paragraphen verliert das Wasser $\left(\frac{v^2 - v_1^2}{2g}\right) Q\gamma$ an Arbeitsvermögen, oder $\frac{v^2 - v_1^2}{2g}$ an Druck- oder Geschwindigkeits-

höhe, wenn v die Umdrehungsgeschwindigkeit im Anfangs- und v_1 die im Endpuncte der Bewegung bezeichnet. Ist daher $\frac{c_1{}^2}{2\,g}$ die Geschwindigkeitshöhe bei'm Eintritte in A, und $\frac{c_2{}^2}{2\,g}$ die bei'm Austritte in B, so hat man $\frac{c_2{}^2}{2\,g} = \frac{c_1{}^2}{2\,g} - \left(\frac{v^2}{2g} - \frac{v_1{}^2}{2\,g}\right)$, und daher $c_2{}^2 = c_1{}^2 - v^2 + v_1{}^2$, oder, da $c_1{}^2 = c^2 + v^2 - 2\,c\,v\,\cos.\,\delta$ ist, $c_2{}^2 = c^2 + v_1^2 - 2\,c\,v\,\cos.\,\delta$ und $c_2 = \sqrt{c^2 + v_1{}^2 - 2\,c\,v\,\cos.\,\delta}$, wobei man nicht außer Acht zu lassen hat, daß v die äußere und v_1 die innere Umfangsgeschwindigkeit des Rades bezeichnet. Um dem Wasser durch das Rad alle lebendige Kraft zu entziehen, hat man das Schaufelende B tangential an den innern Radumfang anzulegen und demnach $c_2 = v_1$, also $c^2 + v_1{}^2 - 2\,c\,v\,\cos.\,\delta = v_1{}^2$, d. i. $v\,\cos.\,\delta = \frac{c}{2}$ zu machen.

Wegen des ungehinderten Ausflusses nach innen hat man aber das Schaufelende unter einem Winkel δ_1 von 15 bis 30° an den innern Radumfang anzuschließen, und es ist daher die absolute Geschwindigkeit des abfließenden Wassers:

$w = \sqrt{c_2{}^2 + v_1{}^2 - 2\,c_2\,v_1\,\cos.\,\delta_1}$, oder, wenn man $v\,\cos.\,\delta = \frac{c}{2}$, also $v_1 = c_2$ nimmt, $w = 2\,v_1\,\sin.\,\frac{\delta_1}{2}$ und der entsprechende Verlust an mechanischer Leistung:

$$\frac{w^2}{2\,g}\,Q\gamma = \left(2\,v_1\,\sin.\,\frac{\delta_1}{2}\right)^2 \frac{Q\,\gamma}{2g},$$

endlich die übrigbleibende Radleistung:

$$L = \left[c^2 - \left(2\, v_1 \sin. \frac{\delta_1}{2}\right)^2\right] \frac{Q\gamma}{2g}.$$

Nach Poncelet läßt sich von diesen Rädern ein Wirkungsgrad 0,65 bis 0,75 erwarten.

§. 10.

Danaiden.

An die Poncelet'schen Turbinen schließen sich zunächst diejenigen horizontalen Wasserräder, welche mehr oder weniger die Form eines umgestürzten Kegels haben, die man in Frankreich roues à poires oder Danaides nennt und deren schon Belidor in seiner Architecture hydraulique erwähnt. Von der Einrichtung eines solchen Rades wird Fig. 12 eine Vorstellung verschaffen. Es besteht dieses Rad im Wesentlichen aus einer stehenden Welle CD, aus zwei keglförmigen Mänteln und aus Scheidewänden, welche den hohlen Raum zwischen beiden Mänteln in von oben nach unten laufende Canäle zerschneiden. Das Aufschlagwasser wird durch ein Gerinne A oben zu- und durch das Loch E unten nahe an der Achse abgeführt, nachdem es die erwähnten Canäle durchlaufen hat. Bei dem einfachsten Rade dieser Art sind die Scheidewände durch verticale Ebenen, bei anderen Rädern aber durch schiefe oder Schraubenflächen gebildet. Bei den Rädern, welche Belidor beschreibt, fehlt endlich der äußere Mantel ganz und es ist das Rad dafür in eine conische, ziemlich genau an die Schaufeln oder Scheidewände anschließende Radstube gestellt. Beschäftigen wir uns hier nur mit dem Rade der ersten Art.

Bei diesen Rädern haben Schwerkraft und Centrifugalkraft zugleich Antheil an der Bewegung des

Wassers. Tritt das Wasser mit der relativen Geschwindigkeit c_1 oben an einer Stelle B, deren Umdrehungsgeschwindigkeit v ist, ein uud fließt es im Rade um die senkrechte Höhe h_1 nieder, so hat es unten, in der Nähe der Radachse angekommen, eine Geschwindigkeit c_2, welche bestimmt ist durch die Formel $c_2{}^2 = c_1{}^2 + 2\,g\,h_1 - v^2$. Damit nun diese Null werde, muß sein: $v^2 = c_1{}^2 + 2\,g\,h_1$; damit ferner das Wasser auch ohne Stoß eintrete, muß der horizontale Component seiner Geschwindigkeit der Umfangsgeschwindigkeit gleich, also $c \cos. \delta = v$ sein, wenn δ die Neigung des einfallenden Wasserstrahles gegen den Horizont vorstellt. Die relative Eintrittsgeschwindigkeit ist $c_1 = c \sin. \delta$, und es geht daher obige Bedingungsgleichung in folgende über: $c^2 \cos. \delta^2 = c^2 \sin. \delta^2 + 2\,g\,h_1$, d. i. $c^2 \cos. 2\,\delta = 2\,g\,h_1$; das nöthige Geschwindigkeitsgefälle folgt also $h_2 = \frac{c^2}{2g} = \frac{h_1}{\cos. 2\,\delta}$. Ist nun das Gefälle $h_1 + \frac{h_1}{\cos. 2\,\delta} = h$, so hat man die Radhöhe $h_1 = \frac{h \cos. 2\,\delta}{1 + \cos. 2\,\delta}$ und die Geschwindigkeitshöhe $h_2 = \frac{h}{1 + \cos. 2\,\delta}$.

Bei dieser Anordnung findet ein Verlust an mechanischer Leistung nicht Statt; da aber die Welle des Rades einen gewissen Querschnitt hat und auch das Wasser zum Abflusse eines gewissen Querschnittes bedarf, so läßt sich das Wasser nur bis zu einem gewissen Abstande von der Achse führen, daher demselben seine lebendige Kraft nicht ganz entziehen und deshalb nur ein von der Einheit noch ziemlich entfernter Wirkungsgrad erlangen.

endlich die übrigbleibende Radleistung:

$$L = \left[c^2 - \left(2\ v_1\ \sin.\ \frac{\delta_1}{2}\right)^2\right] \frac{Q\gamma}{2g}.$$

Nach Poncelet läßt sich von diesen Rädern ein Wirkungsgrad 0,65 bis 0,75 erwarten.

§. 10.

Danaiden.

An die Poncelet'schen Turbinen schließen sich zunächst diejenigen horizontalen Wasserräder, welche mehr oder weniger die Form eines umgestürzten Kegels haben, die man in Frankreich roues à poires oder Danaides nennt und deren schon Belidor in seiner Architecture hydraulique erwähnt. Von der Einrichtung eines solchen Rades wird Fig. 12 eine Vorstellung verschaffen. Es besteht dieses Rad im Wesentlichen aus einer stehenden Welle CD, aus zwei keglförmigen Mänteln und aus Scheidewänden, welche den hohlen Raum zwischen beiden Mänteln in von oben nach unten laufende Canäle zerschneiden. Das Aufschlagwasser wird durch ein Gerinne A oben zu- und durch das Loch E unten nahe an der Achse abgeführt, nachdem es die erwähnten Canäle durchlaufen hat. Bei dem einfachsten Rade dieser Art sind die Scheidewände durch verticale Ebenen, bei anderen Rädern aber durch schiefe oder Schraubenflächen gebildet. Bei den Rädern, welche Belidor beschreibt, fehlt endlich der äußere Mantel ganz und es ist das Rad dafür in eine conische, ziemlich genau an die Schaufeln oder Scheidewände anschließende Radstube gestellt. Beschäftigen wir uns hier nur mit dem Rade der ersten Art.

Bei diesen Rädern haben Schwerkraft und Centrifugalkraft zugleich Antheil an der Bewegung des

Wassers. Tritt das Wasser mit der relativen Geschwindigkeit c_1 oben an einer Stelle B, deren Umdrehungsgeschwindigkeit v ist, ein uud fließt es im Rade um die senkrechte Höhe h_1 nieder, so hat es unten, in der Nähe der Radachse angekommen, eine Geschwindigkeit c_2, welche bestimmt ist durch die Formel $c_2{}^2 = c_1{}^2 + 2\,gh_1 - v^2$. Damit nun diese Null werde, muß sein: $v^2 = c_1{}^2 + 2\,gh_1$; damit ferner das Wasser auch ohne Stoß eintrete, muß der horizontale Component seiner Geschwindigkeit der Umfangsgeschwindigkeit gleich, also $c\cos.\delta = v$ sein, wenn δ die Neigung des einfallenden Wasserstrahles gegen den Horizont vorstellt. Die relative Eintrittsgeschwindigkeit ist $c_1 = c\sin.\delta$, und es geht daher obige Bedingungsgleichung in folgende über: $c^2\cos.\delta^2 = c^2\sin.\delta^2 + 2\,gh_1$, d. i. $c^2\cos.2\,\delta = 2\,gh_1$; das nöthige Geschwindigkeitsgefälle folgt also $h_2 = \frac{c^2}{2g} = \frac{h_1}{\cos.2\,\delta}$. Ist nun das Gefälle $h_1 + \frac{h_1}{\cos.2\,\delta} = h$, so hat man die Radhöhe $h_1 = \frac{h\cos.2\,\delta}{1+\cos.2\,\delta}$ und die Geschwindigkeitshöhe $h_2 = \frac{h}{1+\cos.2\,\delta}$.

Bei dieser Anordnung findet ein Verlust an mechanischer Leistung nicht Statt; da aber die Welle des Rades einen gewissen Querschnitt hat und auch das Wasser zum Abflusse eines gewissen Querschnittes bedarf, so läßt sich das Wasser nur bis zu einem gewissen Abstande von der Achse führen, daher demselben seine lebendige Kraft nicht ganz entziehen und deshalb nur ein von der Einheit noch ziemlich entfernter Wirkungsgrad erlangen.

endlich die übrigbleibende Radleistung:

$$L = \left[c^2 - \left(2\, v_1 \sin. \frac{\delta_1}{2}\right)^2\right] \frac{Q\gamma}{2g}.$$

Nach Poncelet läßt sich von diesen Rädern ein Wirkungsgrad 0,65 bis 0,75 erwarten.

§. 10.

Danaiden.

An die Poncelet'schen Turbinen schließen sich zunächst diejenigen horizontalen Wasserräder, welche mehr oder weniger die Form eines umgestürzten Kegels haben, die man in Frankreich roues à poires oder Danaides nennt und deren schon Belidor in seiner Architecture hydraulique erwähnt. Von der Einrichtung eines solchen Rades wird Fig. 12 eine Vorstellung verschaffen. Es besteht dieses Rad im Wesentlichen aus einer stehenden Welle CD, aus zwei keglförmigen Mänteln und aus Scheidewänden, welche den hohlen Raum zwischen beiden Mänteln in von oben nach unten laufende Canäle zerschneiden. Das Aufschlagwasser wird durch ein Gerinne A oben zu- und durch das Loch E unten nahe an der Achse abgeführt, nachdem es die erwähnten Canäle durchlaufen hat. Bei dem einfachsten Rade dieser Art sind die Scheidewände durch verticale Ebenen, bei anderen Rädern aber durch schiefe oder Schraubenflächen gebildet. Bei den Rädern, welche Belidor beschreibt, fehlt endlich der äußere Mantel ganz und es ist das Rad dafür in eine conische, ziemlich genau an die Schaufeln oder Scheidewände anschließende Radstube gestellt. Beschäftigen wir uns hier nur mit dem Rade der ersten Art.

Bei diesen Rädern haben Schwerkraft und Centrifugalkraft zugleich Antheil an der Bewegung des

Wassers. Tritt das Wasser mit der relativen Geschwindigkeit c_1 oben an einer Stelle B, deren Umdrehungsgeschwindigkeit v ist, ein uud fließt es im Rade um die senkrechte Höhe h_1 nieder, so hat es unten, in der Nähe der Radachse angekommen, eine Geschwindigkeit c_2, welche bestimmt ist durch die Formel $c_2^2 = c_1^2 + 2\,gh_1 - v^2$. Damit nun diese Null werde, muß sein: $v^2 = c_1^2 + 2\,gh_1$; damit ferner das Wasser auch ohne Stoß eintrete, muß der horizontale Component seiner Geschwindigkeit der Umfangsgeschwindigkeit gleich, also $c \cos. \delta = v$ sein, wenn δ die Neigung des einfallenden Wasserstrahles gegen den Horizont vorstellt. Die relative Eintrittsgeschwindigkeit ist $c_1 = c \sin. \delta$, und es geht daher obige Bedingungsgleichung in folgende über: $c^2 \cos. \delta^2 = c^2 \sin. \delta^2 + 2\,gh_1$, d. i. $c^2 \cos. 2\,\delta = 2\,gh_1$; das nöthige Geschwindigkeitsgefälle folgt also $h_2 = \frac{c^2}{2g} = \frac{h_1}{\cos. 2\,\delta}$. Ist nun das Gefälle $h_1 + \frac{h_1}{\cos. 2\,\delta} = h$, so hat man die Radhöhe $h_1 = \frac{h \cos. 2\,\delta}{1 + \cos. 2\,\delta}$ und die Geschwindigkeitshöhe $h_2 = \frac{h}{1 + \cos. 2\,\delta}$.

Bei dieser Anordnung findet ein Verlust an mechanischer Leistung nicht Statt; da aber die Welle des Rades einen gewissen Querschnitt hat und auch das Wasser zum Abflusse eines gewissen Querschnittes bedarf, so läßt sich das Wasser nur bis zu einem gewissen Abstande von der Achse führen, daher demselben seine lebendige Kraft nicht ganz entziehen und deshalb nur ein von der Einheit noch ziemlich entfernter Wirkungsgrad erlangen.

endlich die übrigbleibende Radleistung:

$$L = \left[c^2 - \left(2\ v_1\ \sin.\ \frac{\delta_1}{2}\right)^2\right] \frac{Q\,\gamma}{2\,g}.$$

Nach Poncelet läßt sich von diesen Rädern ein Wirkungsgrad 0,65 bis 0,75 erwarten.

§. 10.

Danaiden.

An die Poncelet'schen Turbinen schließen sich zunächst diejenigen horizontalen Wasserräder, welche mehr oder weniger die Form eines umgestürzten Kegels haben, die man in Frankreich roues à poires oder Danaides nennt und deren schon Belidor in seiner Architecture hydraulique erwähnt. Von der Einrichtung eines solchen Rades wird Fig. 12 eine Vorstellung verschaffen. Es besteht dieses Rad im Wesentlichen aus einer stehenden Welle CD, aus zwei keglförmigen Mänteln und aus Scheidewänden, welche den hohlen Raum zwischen beiden Mänteln in von oben nach unten laufende Canäle zerschneiden. Das Aufschlagwasser wird durch ein Gerinne A oben zu- und durch das Loch E unten nahe an der Achse abgeführt, nachdem es die erwähnten Canäle durchlaufen hat. Bei dem einfachsten Rade dieser Art sind die Scheidewände durch verticale Ebenen, bei anderen Rädern aber durch schiefe oder Schraubenflächen gebildet. Bei den Rädern, welche Belidor beschreibt, fehlt endlich der äußere Mantel ganz und es ist das Rad dafür in eine conische, ziemlich genau an die Schaufeln oder Scheidewände anschließende Radstube gestellt. Beschäftigen wir uns hier nur mit dem Rade der ersten Art.

Bei diesen Rädern haben Schwerkraft und Centrifugalkraft zugleich Antheil an der Bewegung des

Wassers. Tritt das Wasser mit der relativen Geschwindigkeit c_1 oben an einer Stelle B, deren Umdrehungsgeschwindigkeit v ist, ein uud fließt es im Rade um die senkrechte Höhe h_1 nieder, so hat es unten, in der Nähe der Radachse angekommen, eine Geschwindigkeit c_2, welche bestimmt ist durch die Formel $c_2^2 = c_1^2 + 2\,g h_1 - v^2$. Damit nun diese Null werde, muß sein: $v^2 = c_1^2 + 2\,g h_1$; damit ferner das Wasser auch ohne Stoß eintrete, muß der horizontale Component seiner Geschwindigkeit der Umfangsgeschwindigkeit gleich, also $c \cos. \delta = v$ sein, wenn δ die Neigung des einfallenden Wasserstrahles gegen den Horizont vorstellt. Die relative Eintrittsgeschwindigkeit ist $c_1 = c \sin. \delta$, und es geht daher obige Bedingungsgleichung in folgende über: $c^2 \cos. \delta^2 = c^2 \sin. \delta^2 + 2\,g h_1$, d. i. $c^2 \cos. 2\,\delta = 2\,g h_1$; das nöthige Geschwindigkeitsgefälle folgt also $h_2 = \frac{c^2}{2\,g} = \frac{h_1}{\cos. 2\,\delta}$. Ist nun das Gefälle $h_1 + \frac{h_1}{\cos. 2\,\delta} = h$, so hat man die Radhöhe $h_1 = \frac{h \cos. 2\,\delta}{1 + \cos. 2\,\delta}$ und die Geschwindigkeitshöhe $h_2 = \frac{h}{1 + \cos. 2\,\delta}$.

Bei dieser Anordnung findet ein Verlust an mechanischer Leistung nicht Statt; da aber die Welle des Rades einen gewissen Querschnitt hat und auch das Wasser zum Abflusse eines gewissen Querschnittes bedarf, so läßt sich das Wasser nur bis zu einem gewissen Abstande von der Achse führen, daher demselben seine lebendige Kraft nicht ganz entziehen und deshalb nur ein von der Einheit noch ziemlich entfernter Wirkungsgrad erlangen.

endlich die übrigbleibende Radleistung:

$$L = \left[c^2 - \left(2\ v_1\ \sin.\ \frac{\delta_1}{2}\right)^2\right] \frac{Q\gamma}{2g}.$$

Nach Poncelet läßt sich von diesen Rädern ein Wirkungsgrad 0,65 bis 0,75 erwarten.

§. 10.

Danaiden.

An die Poncelet'schen Turbinen schließen sich zunächst diejenigen horizontalen Wasserräder, welche mehr oder weniger die Form eines umgestürzten Kegels haben, die man in Frankreich roues à poires oder Danaides nennt und deren schon Belidor in seiner Architecture hydraulique erwähnt. Von der Einrichtung eines solchen Rades wird Fig. 12 eine Vorstellung verschaffen. Es besteht dieses Rad im Wesentlichen aus einer stehenden Welle CD, aus zwei keglförmigen Mänteln und aus Scheidewänden, welche den hohlen Raum zwischen beiden Mänteln in von oben nach unten laufende Canäle zerschneiden. Das Aufschlagwasser wird durch ein Gerinne A oben zu- und durch das Loch E unten nahe an der Achse abgeführt, nachdem es die erwähnten Canäle durchlaufen hat. Bei dem einfachsten Rade dieser Art sind die Scheidewände durch verticale Ebenen, bei anderen Rädern aber durch schiefe oder Schraubenflächen gebildet. Bei den Rädern, welche Belidor beschreibt, fehlt endlich der äußere Mantel ganz und es ist das Rad dafür in eine conische, ziemlich genau an die Schaufeln oder Scheidewände anschließende Radstube gestellt. Beschäftigen wir uns hier nur mit dem Rade der ersten Art.

Bei diesen Rädern haben Schwerkraft und Centrifugalkraft zugleich Antheil an der Bewegung des

Wassers. Tritt das Wasser mit der relativen Geschwindigkeit c_1 oben an einer Stelle **B**, deren Umdrehungsgeschwindigkeit **v** ist, ein uud fließt es im Rade um die senkrechte Höhe h_1 nieder, so hat es unten, in der Nähe der Radachse angekommen, eine Geschwindigkeit c_2, welche bestimmt ist durch die Formel $c_2{}^2 = c_1{}^2 + 2\,gh_1 - v^2$. Damit nun diese Null werde, muß sein: $v^2 = c_1{}^2 + 2\,gh_1$; damit ferner das Wasser auch ohne Stoß eintrete, muß der horizontale Component seiner Geschwindigkeit der Umfangsgeschwindigkeit gleich, also c cos. $\delta = v$ sein, wenn δ die Neigung des einfallenden Wasserstrahles gegen den Horizont vorstellt. Die relative Eintrittsgeschwindigkeit ist $c_1 = c$ sin. δ, und es geht daher obige Bedingungsgleichung in folgende über: c^2 cos. $\delta^2 = c^2$ sin. $\delta^2 + 2\,gh_1$, d. i. c^2 cos. $2\,\delta = 2\,gh_1$; das nöthige Geschwindigkeitsgefälle folgt also $h_2 = \frac{c^2}{2g} = \frac{h_1}{\text{cos. } 2\,\delta}$. Ist nun das Gefälle $h_1 + \frac{h_1}{\text{cos. } 2\,\delta} = h$, so hat man die Radhöhe $h_1 = \frac{h \text{ cos. } 2\,\delta}{1 + \text{cos. } 2\,\delta}$ und die Geschwindigkeitshöhe $h_2 = \frac{h}{1 + \text{cos. } 2\,\delta}$.

Bei dieser Anordnung findet ein Verlust an mechanischer Leistung nicht Statt; da aber die Welle des Rades einen gewissen Querschnitt hat und auch das Wasser zum Abflusse eines gewissen Querschnittes bedarf, so läßt sich das Wasser nur bis zu einem gewissen Abstande von der Achse führen, daher demselben seine lebendige Kraft nicht ganz entziehen und deshalb nur ein von der Einheit noch ziemlich entfernter Wirkungsgrad erlangen.

Das im Vorstehenden untersuchte Rad ist auch unter dem Namen der Danaide von Burdin bekannt. Die ältere Danaide von Manouri d'Ectot hatte eine abweichende Construction, wiewohl sie im Principe mit dieser ziemlich übereinstimmend war. Dieses Rad bestand in einem Blechcylinder mit vertical und radical gestellten Scheidewänden und einem Ausflußloche in der Nähe der verticalen Drehungsachse. Das Wasser wurde oben ziemlich tangential eingeführt, ging durch den Zwischenraum von 4 bis 5 Centimetern zwischen der cylindrischen Trommel und den Scheidewänden und traf zunächst die Innenfläche dieser Trommel, wodurch es dieselbe und auch den ganzen damit fest verbundenen Apparat in Umdrehung setzte. Hierbei floß es allmählig herab auf den Boden und gelangte von da bis zum Ausflußloche. Siehe **Dictionnaire des Sciences mathemat. par Montferrier, art. Danaide.**

§. 11.

Reaction des Wassers.

Ehe wir zur Beschreibung und Theorie der Reactionsräder übergehen können, ist es nöthig, vorher die Reaction des Wassers bei'm Ausflusse desselben aus Gefäßen kennen zu lernen. Sowie ein in beschleunigter Bewegung befindlicher fester Körper eine der bewegenden Kraft desselben gleiche (und der Bewegung entgegengesetzt gerichtete) Reaction ausübt, ebenso ist es bei'm Wasser, wenn es sich bei'm Ausflusse aus einem Gefäße der Mündung beschleunigt nähert. Dies tritt aber stets ein, wenn die Mündung kleiner, als der Querschnitt des Gefäßes, also die Ausflußgeschwindigkeit größer, als die Zuflußgeschwindigkeit ist. Aus demselben Grunde ist

auch der Verticaldruck des Wassers in dem Gefäße **HRF**, Fig. 13, aus welchem das Wasser durch **F** nach unten ausfließt, kleiner, als das Gewicht der ganzen Wassermasse selbst. Die Verminderung dieser Kraft oder die Reaction des ausfließenden Wassers von unten nach oben läßt sich aber auf folgende Weise ermitteln. Hat eine Horizontalschicht **AB** des abfließenden Wassers den veränderlichen Querschnitt **G**, die veränderliche Dicke x und die veränderliche Acceleration p, so ist ihr Gewicht $= Gx\gamma$, ihre Masse $= \frac{Gx\gamma}{g}$, und daher ihre Reaction $K = \frac{Gx\gamma}{g} \cdot p$. Bezeichnet nun noch w die veränderliche Geschwindigkeit der Wasserschicht und $\varkappa$ ihre Zunahme bei Durchlaufung des Elementarweges x, so hat man $px = w\varkappa$, und daher $K = \frac{G\gamma}{g} w\varkappa$. Ist F der Inhalt der Ausmündung und v die Ausflußgeschwindigkeit, so hat man auch $Gw = Fv$ und daher $K = \frac{F\gamma}{g} v\varkappa$. Um nun die Reaction aller Wasserschichten zu erhalten, haben wir in dem letzten Ausdrucke statt $\varkappa$ die Geschwindigkeitszunahmen $\varkappa_1, \varkappa_2, \varkappa_3 \ldots \varkappa_n$ aller Wasserschichten einzusetzen und die erhaltenen Resultate zu addiren, also die Reaction der ganzen Wassermasse:

$$P = \frac{Fv}{g} \gamma (\varkappa_1 + \varkappa_2 + \ldots + \varkappa_n) \text{ zu setzen.}$$

Ist nun c die Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers, so hat man die Summe aller Geschwindigkeitszunahmen $= v - c$, und daher die gesuchte Reaction:

$$P = \frac{Fv\gamma}{g}(v - c) = \frac{(v - c)}{g} Fv \cdot \gamma = \frac{vc}{g} \cdot Q\gamma,$$

wenn Q die Ausflußmenge pr. sec. bezeichnet. Ist aber die Ausmündung F sehr klein gegen den Wasserspiegel HR, so kann man c gegen v vernachlässigen und $P = \frac{v^2}{g} F\gamma = 2 \cdot \frac{v^2}{2g} F\gamma = 2h \cdot F\gamma$ setzen.

Es ist also die Reaction so groß, wie der winkelrechte Stoß des Wassers gegen eine ebene Fläche, nämlich gleich dem Gewichte einer Wassersäule, die zur Basis den Querschnitt (F) der Mündung oder des Strahles und zur Höhe die doppelte Geschwindigkeitshöhe (2 h) des ausfließenden Wassers hat.

Fließt das Wasser seitwärts aus, wie, z. B., in dem in Fig. 14 abgebildeten Falle, so ist natürlich die Richtung der Reacttion P horizontal; die Größe derselben ist aber ebenfalls $= \frac{c^2}{g} F\gamma$. Findet eine Contraction des Wasserstrahles Statt, und bezeichnet α den Contractionscoefficienten, so hat man natürlich statt des Mündungsquerschnittes F den Querschnitt αF des Strahles einzusetzen, also $P = \frac{c^2}{g} \cdot \alpha F\gamma$ zu nehmen.

Ein Engländer, Peter Ewart, hat in der neuesten Zeit die Richtigkeit dieses Gesetzes durch Versuche zu bestätigen gesucht. (Siehe Memoirs of the Manchester Philosophical Society, Vol. II., oder den Ingenieur, Zeitschrift für das gesammte Ingenieurwesen, Band I.). Hierbei wurde das Gefäß HRF, Fig. 14, an eine horizontale Achse C aufgehangen und die Reaction durch eine Winkelhebelwaage ADB gemessen, auf welche das Gefäß mittelst eines horizontalen Stabes AG wirkt, der sich

genau der Mündung F gegenüber an das Gefäß anstemmte. Bei'm Ausflusse durch eine Mündung in der dünnen Wand ergab sich $P = 1,14 \cdot \frac{v^2}{2g} F\gamma$. Setzt man den Strahlquerschnitt $F_1 = 0,64 \cdot F$ und die effective Ausflußgeschwindigkeit $v_1 = 0,96\ v$, so erhält man nach der theoretischen Formel

$$P = 2 \cdot \frac{v_1^2}{2g} \cdot F_1 \gamma = 2 \cdot 0,96^2 \cdot 0,64 \cdot \frac{v^2}{2g} F\gamma = 1,18 \frac{v^2}{2g} F\gamma,$$

also ziemlich dasselbe, was die Versuche gegeben haben. Bei einer nach dem contrahirten Wasserstrahle geformten Mündung wurde $P = 1,73 \cdot \frac{v^2}{2g} F\gamma$, der Ausfluß- oder Geschwindigkeitscoefficient aber = 0,94 gefunden. Da hier $F_1 = F$ und $v_1 = 0,94\ v$ ist, so hat man theoretisch

$$P = 2 \cdot 0,94^2 \frac{v^2}{2g} F\gamma = 1,77 \cdot \frac{v^2}{2g} F\gamma,$$

also wieder eine gute Uebereinstimmung.

§. 12.

Reactionsräder.

Setzt man ein Ausflußgefäß HRF, Fig. 15, auf einen Wagen, so treibt die Reaction denselben mit dem Gefäße in einer der Ausflußbewegung entgegengesetzten Richtung fort, und verbindet man ein Ausflußgefäß AF, Figur 16, mit einer stehenden Welle C, so wird es durch die Reaction P in einer der Ausflußrichtung entgegengesetzten Richtung umgedreht. Ersetzt man das abfließende Wasser von oben durch anderes, so wird auf diese Weise eine stetige Umdrehung erzeugt. Die Vorrichtung, welche

auf diese Weise in Umdrehung gesetzt wird, heißt aber ein Reactionsrad (französisch roue à réaction; englisch wheel of reaction, wheel of recoil), in Deutschland gewöhnlich ein Segner'sches Wasserrad und in England Barkers mill. Das einfachste Rad dieser Art ist in Figur 17 abgebildet. Dasselbe besteht aus einer Röhre **BC**, welche mit einer stehenden Welle **AH** fest verbunden ist, und aus zwei Röhren (Schwungröhren) **CF** und **CG**, mit Seitenmündungen **F** und **G**. Das durch diese Mündungen abfließende Wasser wird durch anderes oben durch ein Gerinne zugeführtes Wasser ersetzt. Bei Anwendung an Mühlen wird der Läufer oder obere Mühlstein auf **AH** unmittelbar aufgesetzt; bei anderen Anwendungen kann aber die Bewegung durch ein auf **AH** aufgesetztes Rad fortgepflanzt werden.

Man hat auch Reactionsräder mit mehreren Schwungröhren oder Schwungkammern angewendet, wie, z. B., Fig. 18 im Grundrisse vor Augen führt. Das Gefäß **HR** war entweder cylindrisch, oder conisch. Um das Wasser ohne Stoß oben einzuführen, hat Euler ein gleichgeformtes Zuflußgefäß unmittelbar über das Rad gesetzt und statt des Bodens in demselben ringsum geneigte Leitschaufeln eingesetzt, ähnlich, wie später Burdin bei seinen Turbinen, auch hat Burdin ähnliche Reactionsräder ausgeführt.

Ein einfaches Reactionsrad sah der Verfasser in Vallendar ohnweit Ehrenbreitstein. Es war vom Herrn Maschineninspector Althans construirt und diente als Umtriebsmaschine für zwei Lohmahlgänge. Die gewiß sehr zweckmäßige Einrichtung dieses Rades ist aus Fig. 19 zu ersehen. Das Wasser wird durch eine Einfallsröhre zugeführt, welche bei **B** unterhalb des Rades vertical aufwärts gebogen ist. Die stehende Welle **AC** mit ihren beiden Schwung-

röhren CF und CG ist von unten herauf hohl und paßt mit ihrem Ende B in das eine Schnauze bildende Ende der Einfallsröhre. Damit sich aber diese Welle drehen könne, ohne Wasser bei B durchzulassen, ist in B eine Stopfbüchse, eine Vorrichtung, welche wir erst später kennen lernen werden, angebracht. Die rectangulären Seitenmündungen F und G sind durch Schieber zu verschließen und letztere wieder sind durch Stangen und Winkelhebel (D) mit einer die Welle umfassenden Hülse E verbunden, welche durch einen Hebel HM gehoben oder gesenkt werden kann. Oben sitzt das Rad K zur Transmission der Bewegung. Das durch die 9 Zoll weite Einfallsröhre zugeführte Wasser tritt bei B in die Steigröhre und bei C in die Schwungröhren und kommt nun bei F und G zum Ausflusse. Diese Einrichtung gewährt den Vortheil, daß das ganze Gewicht der umlaufenden Maschine vom Wasser getragen werden und folglich zu einer Reibung an der Basis keine Gelegenheit geben kann. Ist G das Gewicht der Maschine, h die Druckhöhe, 2 r die Weite der Steigröhre, so hat man für diesen Fall $\pi r^2 h \gamma = G$, es ist also der Röhrenhalbmesser $r = \sqrt{\frac{G}{\pi h \gamma}}$ anzuwenden, um diesen Gleichgewichtszustand herbeizuführen.

Das Aufschlagquantum betrug 18 Cubikfuß pr. min. und das Gefälle 94 Fuß, folglich die disponible Leistung = 1861 Fußpfund. Die Länge einer Schwungröhre maß $12\frac{1}{2}$ Fuß und die Umdrehungszahl pr. min. war 30, folglich die Umfangsgeschwindigkeit = 39,3 Fuß.

Die erste Beschreibung eines Reactionsrades, als eine Erfindung Barker's findet man in Desagulier's Course of experimental-philosophy,

Vol. II., London 1745. Ausführlich über die Theorie und vortheilhafteste Construction dieser Räder handelt Euler in den Memoiren der Berliner Akademie, 1750, 1754.

Die Wirkungsgrade der älteren Reactionsräder waren außerordentlich klein. Schon Nordwall findet ihn nur ein Drittel von dem eines oberschlägigen Rades. Schitko (siehe dessen Beiträge zur Bergbaukunde ꝛc. Wien, 1833) fand an einem solchen Rade den höchsten Wirkungsgrad 0,15, also ebenfalls sehr gering.

§. 13.

Theorie der Reactionsräder.

Die Wirkungen der Reactionsräder lassen sich theoretisch auf folgende Weise ermitteln:

Ist h das Gefälle oder die Tiefe der Mitte der Mündungen unter dem Wasserspiegel in der Einfallsröhre, v aber die Umdrehungsgeschwindigkeit derselben, so hat man nach dem Frühern die den Druck des vor der Mündung befindlichen Wassers messende Höhe $h_1 = h + \frac{v^2}{2g}$, und daher die theoretische Ausflußgeschwindigkeit $c = \sqrt{2gh_1} = \sqrt{2gh + v_2}$. Bezeichnet noch φ den Geschwindigkeitscoefficienten, so hat man die effective Ausflußgeschwindigkeit $c = \varphi \sqrt{2gh + v_2}$. Diese Geschwindigkeit ist aber nicht die absolute Geschwindigkeit des Wassers bei'm Austritte aus dem Rade, denn dasselbe hat noch die in entgegengesetzter Richtung vor sich gehende Umdrehungsgeschwindigkeit v mit dem Rade gemeinschaftlich. Es ist demnach die absolute Geschwindigkeit des austretenden Wassers: $w = c - v = \varphi \sqrt{2gh + v^2} - v$, und der ensprechende Arbeitsverlust

$$L_1 = \frac{w^2}{2g} Q\gamma = \frac{(\varphi\sqrt{2gh + v^2} - v)^2}{2g} Q\gamma.$$

Den Geschwindigkeitscoefficienten $\varphi = 1$ angenommen, erhält man

$$L_1 = \frac{(\sqrt{2gh + v^2} - v)^2}{2g} Q\gamma =$$

$$\left(h - \frac{v(\sqrt{2gh + v^2} - v)}{g}\right) Q\gamma$$

und zieht man diese von der disponiblen Leistung ab, so bleibt die Nutzleistung

$$L = \left(h - \frac{w^2}{2g}\right) Q\gamma = \frac{v(\sqrt{2gh + v^2} - v)}{g} Q\gamma.$$

Dieselbe fällt um so größer aus, je größer v ist, denn setzt man

$$\sqrt{v^2 + 2gh} = v + \frac{gh}{v} - \frac{g^2 h^2}{2v^3} + \ldots$$

so erhält man $L = v\left(\frac{gh}{v} - \frac{g^2 h^2}{2v^3} + \ldots\right)\frac{Q\gamma}{g}$, also für $v = \infty$, $L = Q h\gamma$, die ganze disponible Leistung.

Dieser Umstand, daß die Maximalleistung durch eine unendlich große Umfangsgeschwindigkeit bedingt wird, ist aber ein ungünstiger, weil bei einer großen Umfangsgeschwindigkeit die Nebenhindernisse sehr anwachsen, wie leicht zu ermessen ist, da das unbelastete Rad noch lange nicht unendlich schnell umläuft, und also schon die Nebenhindernisse bei einer zwar großen, aber keineswegs beinahe unendlichen Geschwindigkeit alle Wirkung aufzehren. Uebrigens kann auch aus anderen, weiter unten entwickelten, Gründen die Geschwindigkeit des Rades nicht unendlich groß werden. Von Rädern, deren theoretische Maximalleistung bei einer unendlich kleinen oder auch

nur bei einer mittlern Geschwindigkeit eintritt, ist aus demselben Grunde ein größerer Wirkungsgrad zu erlangen, als bei den eine unendlich große Umdrehungszahl fordernden Maschinen.

Es ist allerdings noch die Frage, ob die Leistungen bei mittleren oder nicht sehr hohen Umlaufsgeschwindigkeiten bedeutend von der Maximal- oder disponiblen Leistung $Q h \gamma$ abweichen, zu beantworten. Belastet man die Maschine so stark, daß die Geschwindigkeitshöhe, welche der Umfangsgeschwindigkeit entspricht, dem Gefälle gleich, also $\frac{v^2}{2g} = h$ oder $v = \sqrt{2gh}$ ist, so hat man nach der obigen Formel die Leistung $L = \frac{\sqrt{2gh}\,(\sqrt{4gh} - \sqrt{2gh})}{g}\,Q\gamma = 2\,(\sqrt{2} - 1)\,Q h \gamma = 0{,}828\,Q h \gamma$, macht man aber $\frac{v^2}{2g} = 2h$, so erhält man

$$L = \frac{\sqrt{4gh}\,(\sqrt{6gh} - \sqrt{4gh})}{g}\,Q\gamma = 4\,(\sqrt{1{,}5} - 1)\,Q h \gamma = 0{,}899\,Q h \gamma;$$

macht man endlich $\frac{v^2}{2g} = 4h$, so stellt sich

$$L = \frac{\sqrt{8gh}\,(\sqrt{10gh} - \sqrt{8gh})}{g}\,Q\gamma = 8\,(\sqrt{1{,}25} - 1)\,Q h \gamma = 0{,}944\,Q h \gamma$$

heraus; man verliert also im ersten Falle 17, im zweiten 10 und im dritten nur 6 Procent von der disponibeln Leistung und ersieht hieraus, daß bei mäßigen Gefällen und bei Anwendung einer Umfangsgeschwindigkeit, welche die dem Gefälle entsprechende Endgeschwindigkeit übertrifft, noch immer eine große Wirkung zu erwarten ist. Uebrigens wird auch durch

die große Einfachheit dieser Maschine ein großes Gewicht in die Wagschale der Reactionsräder bei Vergleichung derselben mit anderen Rädern gelegt.

Anmerkung. Die Umdrehungs- oder Reactionskraft ist

$$P = \frac{L}{v} = \frac{\sqrt{2\,gh + v^2} - v}{g}\, Q\gamma$$

und für $v = 0$, $P = \frac{\sqrt{2\,gh}}{g}\, Q\gamma = \frac{c}{g}\, Q\gamma$

$= 2 \cdot \frac{c^2}{2\,g}\, F\gamma$, wie wir schon weiter oben, jedoch auf einem andern Wege, gefunden haben.

§. 14.

Whitelaw'sche Turbinen.

In der neuern Zeit giebt man den Reactionsrädern krumme Schwungröhren und nennt sie gewöhnlich Whitelaw'sche oder schottische Turbinen. Manouri d'Ectot hat jedoch schon vor längerer Zeit solche Räder in Frankreich ausgeführt. (Siehe Journal des Mines, 1813, Tom. XXXIII.) Die schottischen, von Whitelaw und Stirrat construirten Turbinen weichen von dem Reactionsrade Manouri's im Wesentlichen nicht ab. (Siehe Dingler's polytechnisches Journal, Band 88 und polytechnisches Centralblatt Band II., 1843, vorzüglich aber die Schrift: Description of *Whitelaw's* and *Stirrat's* Patent Watermill, 2. Edit. London and Birmingham, 1843.) Eine besondere Einrichtung der Whitelaw'schen Turbinen besteht darin, daß man die Ausflußmündungen des Wassers durch eine bewegliche Seitenwand erweitern oder verengern und dadurch den Ausfluß selbst reguliren kann. Ein horizontaler Durchschnttit einer solchen Turbine ist in

Fig. 20 abgebildet. Diese Turbine besteht aus drei Schwungröhren, das Wasser tritt bei E in diese ein und bei A aus. O A ist die um O drehbare, einen Theil der innern Seitenwand bildende Klappe zum Reguliren des Ausflusses. Die Stellung dieser Klappe während des Ganges läßt sich durch einen ähnlichen Apparat, wie bei dem in Fig. 19 abgebildeten Rade, bewirken.

Die ganze Zusammenstellung einer Whitelaw'schen Turbine ist aus Fig. 21 zu ersehen. A ist das Wasserzuleitungsgerinne, B ein Schutzbret und C das Einfallreservoir, aus welchem das Wasser in die Einfallröhre D E F läuft. E ist eine Drehklappe, durch welche der Wasserdruck regulirt werden kann. Bei F tritt das Wasser in den feststehenden Cylinder G und von da in das darüber befindliche Rad HK, das auf der stehenden Welle LM festsitzt. Die Reaction des durch drei Radmündungen ausströmenden Wassers treibt das Rad mit der Welle in umgekehrter Richtung um, und diese Bewegung wird durch die Zahnräder L und N zunächst auf eine horizontale Welle übergetragen u. s. w. Das Rad, die Welle, die Einfallröhren u. s. w. sind von Gußeisen; die Pfanne des Stiftes M aber erhält ein Futter von Messing. Das Oel zum Schmieren des Zapfens läuft durch ein bis über den Wasserspiegel im Einfallkasten emporsteigendes Rohr O zu. Nach Redtenbacher (siehe dessen Theorie und Bau der Turbinen und Ventilatoren) kann man die Welle mit ihrem Zapfen ganz vom Wasser absperren, wenn man beide mit einem bis an die obere Deckplatte des Rades reichenden Gehäuse umgiebt. Von der Theorie und von der geometrischen Construction dieser Maschinen wird erst weiter unten gehandelt.

§. 15.

Reactionsrad von Combes.

An die Whitelaw'schen Turbinen schließt sich zunächst das Combes'sche Reactionsrad an. Auch bei diesem fließt das Wasser von unten zu; doch unterscheidet es sich dadurch wesentlich von den ersteren Rädern, daß seine in größerer Anzahl vorhandenen umlaufenden Canäle oder Schwungröhren mittelbar aneinander stoßen und durch krumme, zwischen zwei ringförmige Kränze eingesetzte Schaufeln gebildet werden. Die wesentlichste Einrichtung eines Combes'schen Reactionsrades ist aus Figur 22, welche einen Auf- und einen Grundriß desselben darstellt, ersichtlich. **AA** ist eine den obern Radkranz bildende, mit der stehenden Welle **CX** fest verbundene Scheibe, **BB** ist der untere, durch die zwischen befindlichen Schaufeln **E, E** . . . mit der Scheibe **AA** fest verbundene Radkranz; **DD** ist der den untern Theil der Welle umgebende Cylinder, durch welchen das Wasser zugeführt wird, welches am ganzen innern Radumfange ein- und, nachdem es die Canäle zwischen den krummen Schaufeln durchlaufen hat, am ganzen äußern Radumfange ausströmt.

Eine andere wesentliche Abweichung der Combes'schen Reactionsräder von den Whitelaw'schen Turbinen besteht noch darin, daß dieselben keinen Wasser- und luftdichten Abschluß zwischen dem Rade **B** und dem Zuflußreservoir **D** haben, der bei den Whitelaw'schen Rädern kaum entbehrt werden kann. Der Grund dieser Vereinfachung ist aber folgender. Der Druck des Wassers in einem Ausflußreservoir ist an verschiedenen Stellen sehr verschieden: da, wo das Wasser beinahe still steht, drückt es am stärksten und da, wo es am schnellsten läuft, am schwächsten. Die Geschwindigkeit des Wassers hängt

aber wieder von dem Querschnitte des Reservoirs ab und es steht dieselbe im umgekehrten Verhältnisse zum Querschnitte; daher kann man dem Wasserdrucke durch Veränderung des Querschnittes eine beliebige Größe ertheilen und ihn auch gleich Null, oder vielmehr dem Atmosphärendrucke gleich machen. Bohrt man nun an der Stelle, wo das Wasser nur mit der Atmosphäre drückt, ein Loch in das Gefäß, so wird durch dasselbe weder Wasser heraus-, noch Luft hineinströmen. Damit aber umgekehrt durch den ringförmigen, übrigens möglichst eng zu machenden Raum zwischen **B** und **D** weder Wasser aus-, noch Luft einströme, hat man daher nur nöthig, dem Querschnitte an der Uebergangsstelle eine gewisse Größe zu geben.

Die Combes'schen Reactionsräder werden auch oft mit Leitschaufeln versehen, welche das Wasser in bestimmter Richtung in das Rad einführen. Die in Deutschland von Wedding und Nagel ausgeführten Turbinen (erstere in Sagan, letztere in Schwerin), sind insofern den Combes'schen Rädern ähnlich, als sie von unten beaufschlagt werden, in der Construction aber ähneln sie mehr den Fourneyron'schen Turbinen.

Redtenbacher bewirkt den wasserdichten Abschluß zwischen dem Zuflußreservoir **AB**, Figur 23 und dem Rade **DEF** durch einen beweglichen Messingring **CD**, der vom Wasser durch seinen Druck so stark an die untere Ringfläche **D** des Rades angedrückt wird, daß das Wasser an dieser Stelle nicht durchdringen kann. Die Berührungsflächen bei **D** sind natürlich ganz eben abzuschleifen. Auch ist der Ring selbst durch eine aus ringförmigen, mit Metallringen ausgesteiften Lederriemen bestehende Dichtung **B** mit dem Zuflußreservoir **AB** verbunden.

§. 16.

Turbine von Cadiat.

An die bis jetzt beschriebenen horizontalen Wasserräder reihen sich zuerst die Cadiat'schen Turbinen an. Sie sind ohne Leitschaufeln wie die Whitelaw'schen und Combes'schen Räder und werden, wie die Fourneyron'schen Turbinen, von oben beaufschlagt. Eigenthümlich ist diesen Rädern noch eine das Rad von außen umschließende kreisförmige Schütze. Einen verticalen Durchschnitt von diesem Rade führt Figur 24 vor Augen. **AA** ist das eigentliche Rad, **BB** aber eine Schale, welche dasselbe mit der stehenden Welle **CD** verbindet. Der Stift **C** dieser Welle ruht in einer Pfanne, welche wir weiter unten näher kennen lernen werden. **EE** ist das Reservoir mit kreisförmigem Querschnitte, das oben mit dem Zuleitungscanale **W** in fester Verbindung ist und unten unmittelbar über dem obern Radkranze ausmündet. Damit das bei **W** zufließende, im Reservoir niedersinkende und auf dem Wege **EA** dem Rade zufließende Wasser so wenig, wie möglich, in dieser Bewegung gestört werde oder Contraction erleide, erweitert sich das Reservoir **EE** sowohl auf-, als auch abwärts allmählig, wie aus der Figur deutlich zu ersehen ist. Der Ausfluß des Wassers wird durch eine das Rad von außen umgebende kreisförmige Schütze **FF** regulirt. Das Ziehen oder Senken derselben erfolgt durch vier Stangen mittelst eines besondern Mechanismus, dessen nähere Einrichtung aus der Figur nicht zu ersehen ist. Damit das Wasser nicht zwischen dem Schutzbrete und der Gefäßwand durchdringen könne, ist ein die innere Fläche des Schutzbretes berührender Lederring eingesetzt.

Die stehende Welle **CD** ist noch mit einer Röhre **HH** umgeben und auf dieser der Teller **KK** befestigt, der von dem innern Umfange des untern Radkranzes **A** umgeben wird, so daß das Wasser nach unten abgesperrt ist und nicht auf die Schale des Rades drückt. Diese Einrichtung (nach Redtenbacher) weicht von der, welche Cadiat angewendet hat, ab, ist aber genau dieselbe, wie bei den Fourneyron'schen Turbinen. Cadiat läßt den Teller mit der Röhre ganz weg und hebt den Druck des Wassers auf die Schale **B** durch einen Gegendruck von unten auf, indem er noch ein zweites Reservoir anbringt, welches die untere Fläche des Rades **A** fast berührt und mit dem Druckwasser **GH** in Communication gesetzt wird. Jedenfalls ist diese Einrichtung weniger zweckmäßig, als die Fourneyron'sche, um so mehr, da es nicht möglich ist, den Austritt des in diesem Reservoir völlig hydrostatisch drückenden Wassers durch den, wenn auch noch so engen, ringförmigen Spalt zwischen dem Rade und dem Reservoir zu verhindern. Die hier abgebildete Turbine geht, wie man sieht, unter Wasser.

Anmerkung. Eine vollständige und genaue Beschreibung einer Cadiat'schen Turbine ohne Bodenteller und mit Druckwasser unter dem Radteller liefert M. Armengaud der Aeltere im zweiten Bande seiner **Publication industrielle.**

§. 17.

Fourneyron's Turbinen.

Die Fourneyron'sche Turbine ist, namentlich in ihrer neuesten Einrichtung, eins der vollkommensten horizontalen Wasserräder, wenn sie nach den Regeln der Mechanik richtig ausgeführt wird. Sie geht entweder in freier Luft, oder unter Was-

ser und ist entweder eine Nieder-, oder eine Hochdruckturbine. Bei der Niederdruckturbine fließt das Wasser in das oben offene Ausflußreservoir mit freier Oberfläche zu, wie Fig. 25; bei einer Hochdruckturbine hingegen ist das Ausflußreservoir oben verschlossen und das Wasser wird durch eine Röhre, die sogenannte Einfallröhre, von der Seite zugeführt, wie Fig. 26 zeigt. Erstere kommt natürlich bei kleinem und letztere bei großem Gefälle in Anwendung. Im Wesentlichen besteht das eigentliche Rad **AA** aus zwei horizontalen Kränzen von Eisen, aus einem gußeisernen Teller **BB** und aus einer stehenden Welle **CD**, also genau aus denselben Theilen, wie die in Figur 24 abgebildete Turbine von Cadiat. Das bei **W** zufließende Wasser tritt zunächst in das cylindrische Reservoir **EE**. Damit es nicht auf den Radteller **BB** drücke und dadurch eine bedeutende Erhöhung der Zapfenreibung hervorbringe, wird eine die Radwelle vollkommen umschließende Röhre **GH** eingesetzt und an deren unteres Ende ein Bodenteller **FF** befestigt, welcher den Druck des darüberstehenden Wassers aufnimmt. Auf diesen Teller werden cylindrisch gebogene Bleche, die sogenannten Leitschaufeln, auf-, sowie zwischen den beiden Radkränzen die sogenannten Radschaufeln eingesetzt. Durch die Leitschaufeln, wie **ab**, a_1 b_1 u. s. w. Fig. 25, erhält das durch den ringförmigen Raum am untern Ende des Reservoirs **EE** ausfließende Wasser eine bestimmte Richtung, mit welcher es auch zu dem diese Mündung umschließenden Rade **AA** gelangt, dessen von den Schaufeln **bd**, b_1 d_1 u. s. w. gebildete Zellen es von innen nach außen durchläuft. Hierbei reagirt das Wasser so stark gegen die hohlen Flächen der Radschaufeln, daß dadurch das ganze Rad in entgegengesetzter Richtung

umgedreht wird, während der Ausfluß- und Leitschaufelapparat seinen Stand behält.

Um den Ausfluß des Wassers aus dem Reservoir und dadurch den Gang des Rades zu reguliren, wird ein cylindrisches Schutzbret KLLK, Fig. 25, in Anwendung gebracht, welches durch drei Stangen M, M . . . gesenkt und gehoben werden kann. Damit diese Stangen ganz gleichmäßig wirken, hat man verschiedene Mechanismen in Anwendung gebracht. Fourneyron kuppelt dieselben durch ein Räderwerk, Cadiat aber durch einen Kurbelapparat. Die Schütze KL besteht aus einem hohlen gußeisernen Cylinder, dessen äußere Oberfläche die innere Seite des obern Radkranzes fast berührt, weshalb beide genau abzudrehen sind. Damit kein Wasser zwischen der Schütze KL und dem festliegenden Cylinder NN hindurchgehe, wird über LL ein Lederstulp, ähnlich wie bei Pumpen, eingesetzt. Endlich werden auf die Innenfläche des Schützencylinders Holz- oder Metallstücke K, K . . . aufgeschraubt und diese unten gut und glatt abgerundet, damit das Wasser ohne Contraction und mit dem kleinsten Verluste an lebendiger Kraft unter denselben zum Ausflusse gelange. Bei Hochdruckturbinen gehen die Schützenstangen entweder durch Stopfbüchsen im Deckel des Ausflußreservoirs, oder es ergreifen dieselben den Schützencylinder von außen, wie, z. B., bei der Turbine in St. Blasien. Nach Redtenbacher kann man endlich auch das Reguliren des Ausflusses durch Heben oder Senken des Bodentellers F, Figur 26, bewirken. Zu diesem Zwecke läuft die Einfüllungsröhre GH oben schraubenförmig aus, und es erhält die Mutter M hierzu ein conisches Zahnrad N, das sich durch ein conisches Getriebe O in Umdrehung setzen läßt. Die Mutter M ist aber so gelagert, daß sie keine Verschiebung annehmen kann; es wird da-

her durch ihre Umdrehung ein Auf- oder Niedergehen der Röhre **GH** sammt dem Teller **F** herbeigeführt. Damit aber das Wasser von oben ganz abgesperrt werde, wird die Röhre **GH** noch mit einem Kopfteller **HL** versehen und dessen Umfang ebenfalls durch einen Lederstulp abgedichtet.

§. 18.

Zapfenlagerung.

Ein sehr wichtiger Theil einer Turbine ist der Zapfen uud die Lagerung desselben. Das oft beträchtliche Gewicht der Turbine und die große Umdrehungsgeschwindigkeit derselben erzeugen an der Basis des Zapfens oder Stiftes ein so großes Reibungsmoment, daß ein sehr schnelles Abführen desselben eintritt, wenn derselbe nicht mit der größten Sorgfalt geölt wird. Es haben deshalb auch die meisten Turbinen-Constructeurs immer besonders ihr Augenmerk auf die Herstellung dauerhafter Turbinenstifte verwendet. Wenn man beobachtet hat, daß die Turbinenstifte viel eher abgeführt werden, als die Stifte anderer stehenden Wellen, so hat diese Abweichung theils in der mit der großen Umdrehungsgeschwindigkeit verbundenen Erhitzung des Stiftes und theils in dem unvollkommenen und durch den Zutritt des Wassers erschwerten Schmieren oder Oelen ihren Grund. Um diesem Uebelstande so viel, wie möglich, zu begegnen, hat man die Turbinen möglichst leicht und vorzüglich ihre Welle nicht unnöthig lang zu machen, ferner die sich reibenden Flächen möglichst groß, also den Stift sehr dick (in der Regel nur wenig schwächer, als die Welle selbst) zu machen, ferner den Zutritt des Wassers zwischen den Reibungsflächen möglichst zu verhindern, und endlich einen ununterbrochenen Strom von Oliven- oder

besser Nußöl, zwischen die Berührungs- oder Reibungsflächen durchzuleiten.

Außer der Unterstützung am Stifte der unteren Zapfen ist natürlich auch noch eine Lagerung am obern Ende der Welle oder in der Nähe desselben anzubringen.

Eine sehr einfache, jedoch nur bei wenig Druck anwendbare Zapfenlagerung zeigt Fig. 27. Es ruht hier der Zapfen **C** in einer Pfanne **D** von Rothguß, die innerhalb eines auf der Radstubensohle aufgeschraubten Pfannenträgers durch Stellkeile **P, S** nach Bedürfniß gehoben oder gesenkt werden kann. Das Oel wird durch ein Rohr **R** zugeführt, welches neben den Stellkeilen durch den Boden der Pfanne geht.

Die Einrichtung eines Zapfens nach Cadiat führt Fig. 28 vor Augen. **A** ist der Fuß der stehenden Welle, **B** ist ein gehärteter Stahlstift, welcher entweder durch eine Schraube, oder durch Rippen mit **A** fest verbunden wird; **C** ist das Lager desselben, welches ebenfalls aus hartem Stahle besteht; **DEED** ist das auf der Sohle fest aufsitzende Lagergehäuse aus Gußeisen; **EE** ist ein messingener Mantel zum Abhalten des Wassers, **F** ein Rohr, durch welches das Oel in den zwischen **B** und **E** befindlichen leeren Raum geführt wird; endlich ist **G** der Hebel oder Stellkeil zum Heben oder Senken der Turbine.

Am complicirtesten ist der Lagerungs- und Schmierapparat von Fourneyron. Die allgemeine Einrichtung desselben ist aus Figur 25 zu ersehen, zur Kenntnißnahme der speciellen Einrichtung wird aber Fig. 29 dienen. Aus Fig. 25 ist wenigstens zu entnehmen, wie das Zapfenlager **Z** auf einem um **O** drehbaren Hebel **OR** aufruht und wie derselbe durch eine Zugstange **RS** mittelst einer

Schraube **S** gehoben oder gesenkt werden kann. Auch sieht man in **U** noch das Rohr zum Zuführen des Oeles. Der lebhaftern Circulation des Oeles wegen ist es gut, wenn die Einmündung des Rohres möglichst hoch, mindestens aber über dem Spiegel des Oberwassers steht. Die sich reibenden Theile **A** und **B**, Figur 29, bestehen aus gehärtetem Stahl. Der obere Theil **A** ist mit der Welle **C** fest verbunden, der Untertheil **B** hingegen sitzt in einem Gehäuse **DD** fest, welches in dem Zapfenständer **Z** mittelst des Hebels **OR**, Fig. 25, auf- oder niedergeschoben werden kann. Des sichern Standes wegen ist die Grundfläche von **A** in Form eines Kugelsegmentes ausgehöhlt und die Kopffläche von **B** ebenso gewölbt; auch werden beide noch durch einen Metallmantel **EE** umgeben, der überdies noch den Zweck hat, das Oel zwischen den Reibungsflächen zurückzuhalten. Das durch ein Rohr zugeleitete Oel tritt bei **a** in den hohlen Raum **b**, von da durch die Canäle **c** in den Raum **d**. Aus diesem fließt es durch drei von unten senkrecht und oben schief auslaufende Canäle **ef** . . . am Umfange des Stahllagers in die Höhe bis zu den Reibungsflächen, wo ihm durch drei radial laufende Furchen hinreichende Gelegenheit zur Ausbreitung gegeben wird. Endlich geht noch von der Mitte dieser Flächen eine Bohrung **gh** in die Welle hinein, durch welche das Oel nach außen abfließen und in Circulation erhalten werden kann.

§. 19.

Stärken.

Bei Anordnung einer Turbine für eine gegebene Wasserkraft hat man außer den Hauptdimensionen auch noch einige Hauptstärken zu berechnen. Namentlich sind die Dicken des Reservoirs oder Röh-

renapparates, die Dicken der Teller und die Stärke der stehenden Welle nach den Regeln der Festigkeitslehre zu bestimmen. Ist L die Nutzleistung der Turbine in Pferdekräften ausgedrückt und u die Anzahl ihrer Umdrehungen pr. min., so hat man die nöthige Stärke der stehenden Welle

$$d = 6{,}12 \sqrt[3]{\frac{L}{u}} \text{ Zoll.}$$

Die Stärke s des Bodentellers läßt sich auf folgende Weise ermitteln. Da dieser Teller durch das Wellenauge etwas an Festigkeit verliert und durch die Kuppelhülse wieder etwas daran gewinnt, so können wir in der Rechnung denselben massiv annehmen. Ist nun sein Halbmesser $= r$ und die Druckhöhe des darüber stehenden Wassers $= h$, so hat man den Druck auf jede Hälfte des Tellers $P = \frac{1}{2} \pi r^2 h\gamma$. Jeder dieser Drücke greift aber im Schwerpuncte der halbkreisförmigen Basis an; es ist daher der Hebelarm eines jeden in Hinsicht auf den Mittelpunct $x = \frac{4r}{3\pi}$, und sein statisches Moment $Px = \frac{1}{2} \pi r^2 h\gamma \cdot \frac{4r}{3\pi} = \frac{2}{3} r^3 h\gamma$. Nehmen wir nun an, daß dieses Moment eine Berechnung in diametraler Richtung hervorbringe, so haben wir zu setzen:

$Px = 1000 \cdot 2r \cdot s^2$, d. i. $\frac{2}{3} r^3 h\gamma = 1000\, r\, s^2$, und bekommen hiernach die gesuchte Tellerstärke

$$s = r \sqrt{\frac{h\gamma}{3000}} = 0{,}148\, r \sqrt{h} \text{ Zoll,}$$

wo h und r in Fußen auszudrücken sind. Des eigenen Gewichtes wegen ist aber $s = 0{,}148\, r \sqrt{h} + 0{,}33$ Zoll zu nehmen.

Dem Radteller giebt man, in der Regel, dieselbe Dicke. Doch läßt sich diese Dicke auch mit Hülfe des Kraftmomentes sicherer bestimmen. Ist r_1 der äußere Halbmesser der Hülse, womit dieser Teller auf der Welle aufsitzt, und Pa das statische Moment der Umdrehungskraft, so hat man die Kraft am Umfange der Hülse $= \frac{Pa}{r_1}$. Damit nun dieselbe die Scheibe von der Hülse lostrenne, muß sie $= 2\pi r_1 s_1 K$ sein, und es ist daher umgekehrt zu setzen: die nöthige Tellerdicke $s_1 = \frac{Pa}{2\pi r_1{}^2 K}$, oder da $Pa = 12 \cdot \frac{15300\ L}{\pi u}$ und $K = 3000$ ist, so hat man $s_1 = \frac{31\ L}{u r_1{}^2}$, oder besser, wie oben,

$$s^1 = \frac{31\ L}{u r_1{}^2} + 0{,}33 \text{ Zoll.}$$

Nach außen zu kann die Stärke abnehmen, da hier r_1 größer ausfällt.

Bei der Aufstellung und Fundamentirung einer Turbine hat man natürlich nicht allein die Gewichte der Maschinentheile, sondern auch die Wasserdrücke zu berücksichtigen. Letztere sind namentlich bei Hochdruckturbinen sehr groß. Unter Anderem ist nicht außer Acht zu lassen, daß das Wasser das Ausflußreservoir mit einer Kraft fortzuschieben sucht, welche gleich ist dem Gewichte einer Wassersäule, die den Querschnitt der Einfallröhre zur Basis und die Druckhöhe zur Länge hat; daß aber auch das Kniestück der Einfallröhre ebenso stark, jedoch in umgekehrter Richtung, auszuweichen sucht.

Zur Bestimmung der Zapfenstärke könnte man zwar die Regel benutzen, wonach ein eiserner Zapfen, welcher in einem Lager von Rothguß geht, auf jeden

Quadratzoll mit 1500 Pfund, und ein stählerner Zapfen, welcher in einer stählernen Pfanne läuft, mit 7000 Pfund zu belasten ist; allein wir wissen schon aus dem Obigen, daß es wegen des Abführens besser ist, die Zapfen nur wenig schwächer, als die Welle selbst zu machen. Jedenfalls gelten die angegebenen Zahlen nur für mäßige Umdrehungen; und da nun das Abführen mit dem Drucke und der Umdrehungszahl zugleich wächst, so ist es erklärlich, daß die mit großen Geschwindigkeiten umlaufenden Turbinen verhältnißmäßig sehr starke Zapfen erhalten müssen. Mit mehr Zuverlässigkeit läßt sich die Stärke eines Stahlzapfens $d_1 = 0{,}0045 \sqrt{Gu}$ setzen, wenn G das Gewicht oder den Zapfendruck bezeichnet.

Beispiel. Für eine Turbine von 40 Pferdekräften Nutzleistung und 160 Umdrehungen pr. min. ist die nöthige Wellenstärke $d = 6{,}12 \sqrt[3]{\frac{40}{160}}$ $= 6{,}12 \cdot 0{,}63 = 3{,}85$ Zoll, wofür 4 Zoll zu nehmen sind. Ist ferner das Gewicht der armirten stehenden Welle 1500 Pfund, so hat man für diese Zapfenstärke

$$d_1 = 0{,}0045 \sqrt{1500 \cdot 160} = 2{,}2 \text{ Zoll.}$$

Ist der äußere Halbmesser der Radhülse $3\frac{1}{2}$ Zoll, so hat man ferner die Stärke desselben:

$$s_1 = \frac{31 \cdot 40 \cdot 4}{160 \cdot 49} + 0{,}33 = 0{,}63 + 0{,}33 = 0{,}96,$$

oder sicherer 1 Zoll; und ist endlich die Druckhöhe $h = 25$ Fuß, und der innere Halbmesser des Rades $= 1.3$ Fuß, so hat man die Stärke des Bodentellers: $s = 0{,}148 \cdot 1{,}3 \sqrt{25} + 0{,}33 = 0{,}96$ $+ 0{,}33 = 1{,}29$ Zoll.

§. 20.

Theorie der Reactionsturbinen.

Um nun die mechanischen Verhältnisse und die Leistung der Fourneyron'schen Turbinen ermitteln zu können, wollen wir folgende Bezeichnungen einführen.

Der innere Halbmesser **CA**, Fig. 30, oder annähernd, auch der äußere Halbmesser des Reservoirs, sei $= r_1$, der äußere Radhalbmesser **CB** aber $= r$, die innere Umfangsgeschwindigkeit des Rades $= v_1$, die äußere aber $= v$, ferner die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus dem Reservoir oder Leitschaufelapparate tritt, $= c$, die relative Geschwindigkeit, mit welcher es in die Radcanäle eintritt, $= c_1$, und mit welcher es aus denselben heraustritt, $= c_2$; ferner sei der Winkel cAT, welchen die Richtung des aus dem Reservoir tretenden Wassers mit dem innern Radumfange einschließt, $= \alpha$, der Winkel c_1AT aber, welchen der in die Radzellen eintretende Wasserstrahl mit dem innern Radumfange einschließt, $= \beta$ und der Winkel c_2BT_1, welchen der aus den Radzellen ausströmende Strahl mit dem äußern Radumfange einschließt, $= \delta$. Noch sei der Inhalt aller Ausflußöffnungen des Leitschaufelapparates $= F$, die Summe der Inhalte aller Eintrittsöffnungen in das Rad aber $= F_1$, und die der Inhalte aller Ausflußöffnungen am äußern Radumfange $= F_2$; setzen wir ferner das ganze Radgefälle, vom Oberwasserspiegel bis zur Mitte der Ausmündungen des Rades, oder, wenn das Rad unter Wasser geht, bis zur Oberfläche des Unterwassers gemessen, $= h$, ferner die Höhe des Oberwasserspiegels über der Mitte vor den Ausmündungen des Reservoirs oder den Einmündungen des Rades $= h_1$, und die Tiefe $h_1 = h$ der letzten unter den

Ausmündungen des Rades, oder, wenn das Rad unter Wasser geht, unter der Oberfläche des Unterwassers, $= h^2$, und endlich die Höhe, welche den Druck des Wassers an der Stelle, wo das Wasser aus dem Reservoir in's Rad tritt, mißt, $= x$.

Zunächst ist für die Ausflußgeschwindigkeit c, da sie durch die Druckhöhendifferenz $h_1 - x$ erzeugt wird, $\frac{c^2}{2g} = h_1 - x$, oder genauer, wenn das Wasser in dem Leitschaufelapparate oder bei'm Ausflusse aus demselben die Druckhöhe $\xi \cdot \frac{c^2}{2g}$ verliert, $(1 + \xi) \frac{c^2}{2g} = h_1 - x$. Daher folgt $c = \sqrt{\frac{2g(h_1 - x)}{1 + \xi}}$ und umgekehrt, $x = h_1 - (1 + \xi) \frac{c^2}{2g}$.

Damit das Wasser ohne Stoß in das Rad eintrete, ist es nöthig, daß sich die Ausflußgeschwindigkeit in zwei Seitengeschwindigkeiten zerlegen lasse, wovon die eine der Größe und Richtung nach mit der innern Radgeschwindigkeit v_1 zusammenfalle, die andere aber mit dem in die Radcanäle eintretenden Strahle einerlei Richtung habe. Dies vorausgesetzt, ist daher auch die Geschwindigkeit $Ac_1 = c_1$, mit welcher das Wasser die Radcanäle zu durchlaufen anfängt, bestimmt durch die bekannte Gleichung

$$c_1{}^2 = c^2 + v_1{}^2 - 2 c v_1 \cos. \alpha.$$

Die Ausflußgeschwindigkeit c_2 des Wassers aus dem Rade ergiebt sich aus der Druckhöhe x bei'm Eintritte, aus der Druckhöhe h_2 bei'm Austritte, aus der der Eintrittsgeschwindigkeit entsprechenden Höhe

$\frac{c_1^2}{2g}$, aus der der Centrifugalkraft des Wassers in dem Rade entsprechenden Vermehrung der $\frac{v^2 - v_1^2}{2g}$:

$$\frac{c_2^2}{2g} = x - h_2 + \frac{c_1^2}{2g} + \frac{v^2 - v_1^2}{2g},$$ oder, wenn man die obigen Werthe von x und c_1 einsetzt,

$$\frac{c_2^2}{2g} = h_1 - h_2 - (1 + \xi)\frac{c^2}{2g} + \frac{c^2}{2g} + \frac{v^2}{2g} - \frac{2 c v_1 \cos. \alpha}{2g};$$ oder, da $h_1 - h_2 = h$, das Totalgefälle des Rades ist,

$$c_2^2 = 2gh + v^2 - 2cv_1 \cos. \alpha - \xi \cdot c^2.$$

Nimmt man noch an, daß das Wasser durch seine Reibung und durch seine krummlinige Bewegung in den Radcanälen die Druckhöhe $\frac{\varkappa c_2^2}{2g}$ verliere, so hat man richtiger $(1 + \varkappa) c_2^2 = 2gh + v^2 - 2cv_1 \cos. \alpha - \xi \cdot c^2$.

Da das Aufschlagquantum $Q = Fc = F_I c_1 = F_2 c_2$, also $c = \frac{F_2 c_2}{F}$ und $v_1 = \frac{r_1}{r} v$ ist, so hat man endlich für die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus dem Rade tritt:

$$\left[1 + \xi \left(\frac{F_2}{F}\right)^2 + \varkappa\right] c_2^2 + 2 \frac{F_2}{F} \cdot \frac{r_1}{r} c_2 v \cos. \alpha - v^2 - 2gh.$$

§. 21.

Vortheilhafte Geschwindigkeit.

Um dem Wasser die größte Arbeit zu entziehen, muß bekanntlich die absolute Geschwindigkeit des austretenden Wassers möglichst klein sein. Nun ist

aber diese Geschwindigkeit, als Diagonale **B w** eines aus der Ausflußgeschwindigkeit c_2 und der Umdrehungsgeschwindigkeit v construirten Parallelogrammes,

$$w = \sqrt{c_2^2 + v^2 - 2\, c_2\, v \cos.\, \delta}$$

$$= \sqrt{(c_2 - v)^2 + 4\, c_2\, v \left(\sin.\, \frac{\delta}{2}\right)^2};$$

daher ist also δ möglichst klein und $c_2 = v$ zu machen. Damit aber das Wasser in hinreichender Menge abfließe, ist es allerdings nicht möglich, $\delta =$ Null, sondern nur gestattet, diesen Winkel klein, etwa 10° bis 20°, zu machen; wenn wir also auch die Gleichheit $c_2 = v$ hervorbringen, so bleibt demnach immer noch die kleine absolute Geschwindigkeit

$$w = \sqrt{4\, c_2\, v \left(\sin.\, \frac{\delta}{2}\right)^2} = 2\, v \sin.\, \frac{\delta}{2}$$

und der entsprechende Arbeitsverlust $\frac{w^2}{2g} Q \gamma$

$= \frac{\left(2\, v \sin.\, \frac{\delta}{2}\right)^2}{2\, g} Q \gamma$ übrig. Man sieht nun zwar ein, daß nicht $v = c_2$, sondern v wenig kleiner, als c_2 das Maximum der Leistung geben muß; indessen läßt sich aber auch ermessen, daß für $v = c_2$ und für einen kleinen Werth von δ die Abweichung von der Maximalleistung nur sehr klein sein kann. Da wir ohnedies noch für $v = c_2$ sehr einfache Beziehungen erhalten, so wollen wir daher auch im Folgenden nur die Bedingung $v = c_2$ festhalten und dieselbe mit der vorhergehenden Gleichung verbinden. Es folgt also

$$\left[1 + \xi \left(\frac{F_2}{F}\right)^2 + \varkappa\right] v^2 + 2\, \frac{F_2}{F} \cdot \frac{r_1}{r}$$
$$v^2 \cos.\, \alpha - v^2 = 2\, g\, h, \text{ oder}$$

$$\left[2\frac{F_2}{F} \cdot \frac{r_1}{r} \cos.\alpha + \xi\left(\frac{F_2}{F}\right)^2 + \varkappa\right] v^2 = 2gh,$$

und daher die gesuchte, ziemlich die Maximalleistung versprechende äußere Radgeschwindigkeit

$$v = \sqrt{\frac{2gh}{2\frac{F_2}{F} \cdot \frac{r_1}{r} \cos.\alpha + \xi\left(\frac{F_2}{F}\right)^2 + \varkappa}}.$$

Statt des Querschnittsverhältnisses $\frac{F_2}{F}$ kann man auch den Winkel β einführen, welcher die Richtung des in das Rad eintretenden Strahles mit der innern Umfangsgeschwindigkeit $A v_1 = v_1$ einschließt. Es fordert nämlich der ungestörte Eintritt in das Rad, daß die absolute Geschwindigkeit c des Wassers durch den Eintritt nicht geändert werde, daß also auch der radiale Component $AN = c \sin.\alpha$ von c auch dem radialen Componenten $c_1 \sin.\beta$ von c_1, und der tangentiale Component $c \cos.\alpha$ von c der Tangentialgeschwindigkeit $AT = c_1 \cos.\beta + v_1$ des bereits eingetretenen Wassers gleich sei. Hiernach ist also $\frac{c_1}{c} = \frac{\sin.\alpha}{\sin.\beta}$, $c \cos.\alpha - c_1 \cos.\beta = v_1$ und $\frac{c}{v_1} = \frac{\sin.\beta}{\sin.(\beta - \alpha)}$.

Ueberdies noch $F c = F_2 c_2 = F_2 v = \frac{r}{r_1} F_2 v_1$; daher folgt denn $\frac{F^2}{F} = \frac{r_1}{r} \cdot \frac{c}{v_1} = \frac{r_1}{r} \cdot \frac{\sin.\beta}{\sin.(\beta - \alpha)}$ und die in Frage stehende äußere Radgeschwindigkeit

$$v = \sqrt{\frac{2gh}{2\left(\frac{r_1}{r}\right)^2 \frac{\sin.\beta \cos.\alpha}{\sin.(\beta - \alpha)} + \xi\left(\frac{r_1 \sin.\beta}{r \sin.(\beta - \alpha)}\right)^2 + \varkappa}},$$

dagegen die innere Umfangsgeschwindigkeit $v_1 = \frac{r_1}{r}$

$$v = \sqrt{\frac{2\,g\,h}{2\frac{\sin.\beta\cos.\alpha}{\sin.(\beta-\alpha)} + \xi\left(\frac{\sin.\beta}{\sin.(\beta-\alpha)}\right)^2 + \varkappa\left(\frac{r}{r^1}\right)^2}}.$$

Ohne Berücksichtigung der Nebenhindernisse wäre

$$v_1 = \sqrt{\frac{g\,h\,\sin.(\beta-\alpha)}{\sin.\beta\,\cos.\alpha}} = \sqrt{g\,h\,(1 - \text{tang.}\,\alpha\,\text{cotang.}\,\beta)}.$$

§. 22.

Wasserdruck.

Mit Hülfe der Formel für v läßt sich nun auch der Druck bestimmen, welcher an der Uebergangsstelle aus dem Reservoir in das Rad Statt hat, es ist nämlich:

$$x = h_1 - (1+\xi)\frac{c_2^2}{2\,g} = h_1 - (1+\xi)\frac{v_1^2}{2\,g}\left(\frac{\sin.\beta}{\sin.(\beta-\alpha)}\right)^2$$

$$= h_1 - \frac{(1 + \xi)\, h \sin.\, \beta^2}{2 \sin.\, \beta \cos.\, \alpha \sin.\, (\beta - \alpha) + \xi \sin.\, \beta^2 + \varkappa \left(\frac{r}{r_1}\right)^2 [\sin.\, (\beta - \alpha)]^2}$$

$$= h_1 - \frac{(1 + \xi)\, h}{1 + \cos.\, 2\,\alpha - \text{cotang.}\, \beta \sin.\, 2\,\alpha + \xi + \varkappa \left(\frac{r}{r^1}\right)^2 \left(\frac{\sin.\, (\beta - \alpha)}{\sin.\, \beta}\right)^2.}$$

Lassen wir der Einfachheit wegen die Widerstände außer Acht, so erhalten wir

$$x = h_1 - \frac{h}{1 + \cos.\, 2\,\alpha - \text{cotang.}\, \beta \sin.\, 2\,\alpha}.$$

Läuft die Turbine in der freien Luft, so haben wir bei den zuletzt beschriebenen Turbinen von Fourneyron, Cadiat und Whitelaw $h_1 = h$, und daher

$x = \frac{\cos.\, 2\,\alpha - \text{cotang.}\, \beta \sin.\, 2\,\alpha}{1 + \cos.\, 2\,\alpha - \text{cotang.}\, \beta \sin.\, 2\,\alpha} \cdot h$; geht aber die Turbine unter Wasser, so ist $h_1 = h + h_2$, und daher $x = \frac{\cos.\, 2\,\alpha - \text{cotang.}\, \beta \sin.\, 2\,\alpha}{1 + \cos.\, 2\,\alpha + \text{cotang.}\, \beta \sin.\, 2\,\alpha} \cdot h + h_2$.

Soll im ersten Falle der Druck Null, oder vielmehr dem Atmosphärendrucke gleich sein, so hat man $x = 0$, soll er aber im zweiten Falle dem Drucke des Unterwassers gegen die Radmündungen gleich sein, so hat man $x = h_2$, in beiden Fällen aber

$\cos. 2\,\alpha - \text{cotang.}\,\beta \sin. 2\,\alpha = 0$, d. i. $\text{tang.}\,\beta = \text{tang.}\,2\,\alpha$, also $\beta = 2\,\alpha$ zu machen.

Wenn also der Eintrittswinkel β doppelt so groß ist, als der Austrittswinkel α, so ist der Druck an der Stelle, wo das Wasser aus dem Reservoir in's Rad tritt, gleich dem äußern Luft- oder Unterwasserdrucke.

Auf der andern Seite ist leicht zu ermessen, daß dieser innere Druck größer ist, als der äußere, wenn $\beta > 2\,\alpha$ und kleiner ist, als dieser, wenn $\beta < 2\,\alpha$. Natürlich ändern sich die Verhältnisse etwas, wenn man, wie sehr recht, die Nebenwiderstände berücksichtigt. Es ist nämlich dann für die Gleichheit des äußern und innern Druckes:

$$1 + \cos. 2\,\alpha - \text{cotang.}\,\beta \sin. 2\,\alpha + \xi + \varkappa \left(\frac{r_1}{r}\right)^2 \left(\frac{\sin. (\beta - \alpha)}{\sin. \beta}\right)^2 = 1 + \xi,$$ oder

$$\text{cotang.}\,\beta \sin. 2\,\alpha = \cos. 2\,\alpha + \varkappa \left(\frac{r}{r_1}\right)^2 (\cos. \alpha - \text{cotang.}\,\beta \sin. \alpha)^2;$$ setzt man im letzten Gliede $\text{cotang.}\,\beta = \text{cotang.}\,2\,\alpha = \frac{\cos. 2\,\alpha}{\sin. 2\,\alpha}$,

also $$\text{cotang.}\,\beta \sin. 2\,\alpha = \cos. 2\,\alpha + \varkappa \left(\frac{r}{r_1}\right)^2 \left(\frac{\sin. \alpha}{\sin. 2\,\alpha}\right)^2 = \cos. 2\,\alpha + \varkappa \left(\frac{r}{r_1}\right)^2 \cdot \frac{1}{4\,(\cos. \alpha)^2},$$

so folgt $$\text{tang.}\,\beta = \frac{\sin. 2\,\alpha}{\cos. 2\,\alpha + \varkappa \left(\frac{r}{r_1}\right)^2 \cdot \frac{1}{4\,(\cos. \alpha)^2}},$$

also β etwas kleiner, als $2\,\alpha$.

Vernachlässigen wir wieder ξ und $\varkappa$, so bekommen wir durch Einführung des Werthes $\beta = 2\,\alpha$,

$$v_1 = \sqrt{gh\,(1 - \text{tang.}\,\alpha\ \text{cotang.}\,2\,\alpha)} = \sqrt{\frac{gh\,(1 + \text{tang.}\,\alpha^2)}{2}} = \frac{\sqrt{\frac{1}{2}\,gh}}{\cos.\,\alpha}$$ und $c = \sqrt{2\,gh}$, wie sich schon von selbst versteht. Ist der innere Druck größer, als der äußere, so hat man $v_1 > \frac{\sqrt{\frac{1}{2}\,gh}}{\cos.\,\alpha}$ und $c < \sqrt{2\,gh}$, und ist er kleiner, als dieser, so fällt $v_1 < \frac{\sqrt{\frac{1}{2}\,gh}}{\cos.\,\alpha}$ und $c > \sqrt{2\,gh}$ aus.

Diese abgehandelten Druckverhältnisse sind bei Construction von Turbinen von großer Wichtigkeit, weil die Uebergangsstelle zwischen dem Reservoir und dem Rade nicht abgedichtet ist und immer noch, wenn auch nur sehr enge, ringförmige Spalten übrig bleiben, durch welche Wasser heraus und Luft oder Wasser eindringen kann. Damit keins von beiden eintrete, muß also die Turbine so construirt werden, daß der innere Druck an dem Uebertritte in das Rad dem äußern Luft- oder Unterwasserdrucke gleich ausfällt, es muß also $\beta = 2\,\alpha$, oder besser, der Gleichung $\text{tang.}\,\beta = \frac{\sin.\,2\,\alpha}{\cos.\,2\,\alpha + \varkappa\left(\frac{r}{r_1}\right)^2 \cdot \frac{1}{(2\cos.\,\alpha)^2}}$ Genüge geleistet werden.

Jedenfalls wird aber die Leistung einer Turbine eine kleinere, es mag Wasser zwischen dem Reservoir und dem Rade durchgehen, oder Luft eindringen, denn in dem einen Falle entzieht sich ein Theil des Aufschlages der Wirkung und im zweiten Falle, wenn Luft oder Wasser eindringt, stört diese die Bewegung des Wassers in den Radzellen. Es ist folglich nöthig,

um einen großen Wirkungsgrad zu erhalten, das Rad so viel, wie möglich, an den Teller und an die Rückwand anschließen zu lassen und so viel, wie möglich, in der letzten Gleichung Genüge zu leisten.

Wenn aber bei einem kleinern Aufschlagquantum die Schütze gestellt und dadurch ein kleinerer Inhalt F der Ausflußmündung hervorgebracht wird, so entsteht natürlich eine größere Ausflußgeschwindigkeit c und deshalb wieder eine Verminderung des Druckes (x). War nun dieser schon vorher dem äußern Luft- oder Unterwasserdrucke gleich, so wird derselbe jetzt bei tieferem Schützenstande kleiner, als jener Außendruck sein, und daher Luft oder Wasser von außen durch die ringförmigen Zwischenräume eindringen und am äußern Radumfange mit ausströmen. Geht die Turbine in freier Luft um, so hat dieses Lufteinsaugen noch den Nachtheil, daß es, wenigstens bei tieferem Schützenstande, den vollen Ausfluß verhindert, so daß das Wasser nur an den concaven Seiten der Radcanäle hinströmt, ohne dieselben auszufüllen, die Reactionsturbine also in eine Druckturbine übergeht. Welches nachtheilige Verhältniß überdies noch bei tieferem Schützenstande eintritt, werden wir weiter unten näher kennen lernen.

Damit nun bei tieferem Schützenstande das nachtheilige Einsaugen und, nach Befinden, das Lostrennen der Wasserstrahlen von den erhabenen Seitenflächen der Radcanäle nicht eintrete, zieht man es vor, die Turbine so zu construiren, daß bei'm Normalgange des Rades und also bei völlig geöffneter Schütze, an der Uebergangsstelle ein mäßiger Ueberdruck x Statt finde, wenn auch eine kleine Wassermenge durch den Zwischenraum zwischen dem innern Radumfange und dem äußern Schützenumfange entweicht.

Auswahl von α und β.

Wenn wir in Beziehung auf den Innendruck eine Bestimmung nicht machen, so können wir allerdings den Winkeln α und β sehr verschiedene Werthe beilegen. Die Formel

$$v_1 = \sqrt{g h (1 - \text{tang.}\ \alpha\ \text{cotang.}\ \beta)}$$

$$= \sqrt{g h \left(1 - \frac{\text{tang.}\ \alpha}{\text{tang.}\ \beta}\right)}$$ giebt einen unmöglichen Werth für v_1, wenn $\frac{\text{tang.}\ \alpha}{\text{tang.}\ \beta} > 1$, also, wenn $\alpha < 90^0$ und $< \beta\ \alpha$, oder, wenn $\alpha > 90^0$ und $\beta > \alpha$ ist. Diese Werthe für α und β sind also völlig auszuschließen, weil sie Unmögliches fordern. Ist $\alpha = \beta$, so hat man $v_1 = 0$: auch sieht man, daß die vortheilhafteste Umdrehungsgeschwindigkeit um so kleiner ausfällt, je näher sich die Winkel α und β sind. Die Formeln $c = \frac{v_1\ \sin.\ \beta}{\sin.\ (\beta - \alpha)}$ und $F_2 = \frac{r_1}{r} \cdot \frac{\sin.\ \beta}{\sin.\ (\beta - \alpha)} F$ geben für $\beta < \alpha$ stets negative und also ebenfalls Unmögliches fordernde Werthe; es ist daher bei der Construction einer Turbine stets nöthig, daß $\beta > \alpha$ und $\alpha < 90^0$ sei.

Zwischen diesen Grenzen kann man natürlich die Werthe von α und β sehr verschieden auswählen, doch führen sie nicht alle auf gleich zweckmäßige Constructionen. Fourneyron nimmt $\beta = 90^0$ und $\alpha = 30^0$ bis 33^0. Manche machen β kleiner, Andere aber größer, als 90^0. Schaufeln, nach einem kleinern Werthe von β construirt, haben eine größere Krümmung, als Schaufeln mit einem stumpfen β. Große Krümmungen geben aber auch größere Hin-

dernisse bei ihrer Durchlaufung und verhindern vielleicht gar den vollen Ausfluß. Aus diesem Grunde ist es daher anzurathen, den Winkel β eher stumpf, als spitz, ihn vielleicht 100^0 bis 110^0 zu machen. Der Winkel a würde dann, wenn der Innendruck dem äußern das Gleichgewicht halten soll, 50^0 bis 55^0 ausfallen. Damit aber die von den Leitschaufeln gebildeten Canäle nicht sehr divergiren und auch bei'm tiefern Schützenstande noch kein Saugen eintrete, macht man diesen Winkel nur 30^0 bis 40^0, und wenn die Turbine in freier Luft geht, vielleicht gar nur 25^0 bis 30^0. Sehr klein macht man aber a auch schon deshalb nicht, weil mit a auch der Inhalt der Ausflußöffnung und daher auch das Ausflußquantum abnimmt, oder vielmehr bei gegebenem Aufschlage das Rad zu groß ausfällt. Auf der andern Seite ist noch zu berücksichtigen, daß die Verluste mit v_2 gleichmäßig wachsen, und daß daher eine Turbine unter übrigens gleichen Umständen einen größern Wirkungsgrad hat, wenn sie langsam umläuft, als wenn sie eine große Umdrehungsgeschwindigkeit hat. Diesem zufolge sollte man also so construiren, daß die Winkel a und β nicht sehr voneinander abweichen und daher der Innendruck kleiner, als der Außendruck ausfällt. Ist a die den Luftdruck messende Höhe einer Wassersäule, so kann man den absoluten Wasserdruck an der Uebergangsstelle durch die Höhe $a + x$ messen, und fällt nun diese Druckhöhe Null aus, so fließt das Wasser mit der Maximalgeschwindigkeit $c = \sqrt{2 g (h_1 - x)} = \sqrt{2 g (h_1 + a)}$ aus dem Reservoir. Wäre endlich $a + x$ negativ, also $x < - a$, so würde an der Uebergangsstelle ein luftleerer Raum entstehen, denn das Wasser würde durch die Radcanäle in größerer

Menge ab., als durch das Reservoir zufließen, es würde daher Luft vom äußern Radumfange aus eintreten und deshalb das Ausflußverhältniß ganz gestört werden. Führen wir nun in der Formel für

$$x = -h \frac{h}{1 + \cos. 2a - \operatorname{cotang.} \beta \sin. 2a},$$

$x = -a$ ein, so erhalten wir $1 + \cos. 2a - \operatorname{cotang.} \beta \sin. 2a = \frac{h}{h+a}$, demnach tang.

$$\beta = \frac{\sin. 2a}{1 + \cos. 2a - \frac{h}{h+a}}$$

$$= \frac{(h+a) \sin. 2a}{(h+a) \cos. 2a + a}, \text{ und daher die ent-}$$

sprechende vortheilhafteste Umdrehungsgeschwindigkeit

$$v_1 = \sqrt{gh\left(1 - \operatorname{tang.} a \frac{(h+a)\cos. 2a + a}{(h+a)\sin. 2a}\right)}$$

$$= \frac{h}{\cos. a} \sqrt{\frac{g}{2(h+a)}}.$$

§. 23.

Turbinen ohne Leitschaufeln.

Bei den Turbinen ohne Leitschaufeln läßt sich $a = 90^0$ setzen, weil das Wasser auf dem kürzesten Wege, d. h. radial auswärts, aus dem Reservoir ausfließt. Aus diesem Gesichtspuncte sind nun auch die Turbinen von Combes, Cadiat und Whitelaw zu betrachten. Setzen wir in der Formel für die vortheilhafteste Umdrehungsgeschwindigkeit $a = 90^0$ ein, so erhalten wir

$$v_1 = \sqrt{\frac{2\,g\,h}{\frac{2\sin.\beta\cos.90^0}{\cos.\beta} + \xi\left(\frac{\sin.\beta}{\cos.\beta}\right)^2 + \varkappa\left(\frac{r}{r_1}\right)^2}}$$

$= \sqrt{\dfrac{2\,g\,h}{\xi\,(\text{tang.}\,\beta)^2 + \varkappa\left(\dfrac{r}{r_1}\right)}}$; ohne Rücksicht auf die hydraulischen Nebenhindernisse aber $v_1 = \sqrt{\dfrac{2\,g\,h}{0}} = \infty$. Eine unendlich große Geschwindigkeit kann aber das Rad aus doppelten Gründen nicht annehmen, denn erstens erreicht dieselbe schon ihre Grenze, wenn die disponible Arbeit von den Widerständen aufgezehrt wird, wenn also $Q\,h\,y = \left(\dfrac{w^2}{2g} + \xi\,\dfrac{c^2}{2\,g} + \varkappa\cdot\dfrac{c_2{}^2}{2\,g}\right) Q\,y$, d. i.

$$h = \left[\left(2\sin.\frac{\delta}{2}\right)^2 + \xi\left(\frac{r_1}{r}\,\text{tang.}\,\beta\right)^2 + \varkappa\right]\frac{v^2}{2g},$$

also

$$v = \sqrt{\frac{2\,g\,h}{\left(2\sin.\frac{\delta}{2}\right)^2 + \xi\left(\frac{r_1}{r}\,\text{tang.}\,\beta\right)^2 + \varkappa}}$$

ist, und zweitens hört für den Werth $x = -a$, d. i. $h - \dfrac{c^2}{2\,g} = -a$, oder $\dfrac{c^2}{2\,g} = a + h$, oder $\dfrac{1}{2\,g}\left(\dfrac{r_1}{r}\right)\cdot\dfrac{v\,\sin.\beta}{\sin.(\beta - 90^0)^2} = a + h$, also bei $v = \dfrac{r}{r_1}\,\text{cotang.}\,\beta\,\sqrt{2\,g\,(a + h)}$, der volle Ausfluß auf, und es treten ganz andere Verhältnisse ein, weil das Wasser aus dem Reservoir nicht in der Menge nachströmen kann, in wel-

cher es durch die Radcanäle bei gefülltem Querschnitte abgeführt wird.

Uebrigens giebt aber auch die obige Formel

$$v^1 = \sqrt{\frac{2\,gh}{\xi\,(\text{tang.}\ \beta)^2 + \varkappa\left(\frac{r}{r_1}\right)^2}},$$

wenn man die Erfahrungszahlen ξ und $\varkappa$ einsetzt, v noch lange nicht ∞. Selbst bei der besten Construction, Abglättung und Abrundung des Leitschaufelapparates, läßt sich der Geschwindigkeitscoefficient φ nicht größer, als 0,93 und daher der entsprechende Widerstandscoefficient $\xi = \frac{1}{\varphi_2} - 1$, nicht kleiner, als $\frac{1}{0{,}93^2} - 1 = 0{,}16$, also circa 16 Procent setzen; bei Turbinen ohne diesen Apparat fällt zwar der Widerstand in demselben weg, jedoch bleibt immer noch ein gewisser Verlust bei'm Eintritte in die Radcanäle übrig, der bei den Rädern von Combes und Cadiat vielleicht nur 5, bei den Whitelaw'schen Reactionsrädern aber 10 und noch mehr Procent betragen kann, da hier die Canäle zu weit sind, als daß sie allen in sie eintretenden Wasserfäden eine bestimmte Richtung (β) geben könnten. Der dem Reibungs- und Krümmungswiderstande in den Radcanälen entsprechende Widerstandscoefficient $\varkappa$ läßt sich, wie wir weiter unten sehen werden, 0,05 bis 0,15 setzen, und wir erhalten dafür die Turbinen ohne Leitschaufeln, wenn wir $\varkappa = 0{,}1$ einsetzen, die vortheilhafteste Geschwindigkeit

$$v^1 = \sqrt{\frac{2\,gh}{0{,}05\,(\text{tang.}\ \beta)^2 + 6{,}1\left(\frac{r}{r_1}\right)^2}}$$

und für die Whitelaw'schen Reactionsräder

$$v_2 = \sqrt{\frac{2\,g\,h}{0{,}1\,(\text{tang.}\ \beta)^2 + 0{,}1\left(\frac{r}{r_1}\right)^2}}.$$

Setzen wir noch $\beta = 60^0$ und $\frac{r}{r_1} = \frac{4}{3}$, so erhalten wir im ersten Falle $v_1 = \sqrt{\frac{2\,g\,h}{0{,}148 + 0{,}178}}$ $= 1{,}75 \sqrt{2\,g\,h}$, und im zweiten

$$v_1 = \sqrt{\frac{2\,g\,h}{0{,}296 + 0{,}178}} = 1{,}45 \sqrt{2\,g\,h}.$$

Aus anderen Gründen werden wir übrigens weiter unten finden, daß die vortheilhafteste Geschwindigkeit noch nicht die dem Totalgefälle h entsprechende Geschwindigkeit $\sqrt{2\,g\,h}$ erreicht.

Damit übrigens bei den Rädern ohne Leitschaufelapparat das Wasser ohne, oder mit möglichst kleinem Stoße eintrete, muß der bekannten Gleichung $\frac{F_2}{F} = \frac{r_1}{r}$ tang. β Genüge geleistet werden. Da nun aber F_2 durch den Schützenstand bestimmt ist, so folgt, daß die Maximalleistung nur bei einem gewissen Schützenstande erlangt werden kann.

§. 24.

Einfluß der Schützenstellung.

Die Turbinen stehen in einer Beziehung den ober- und mittelschlägigen Wasserrädern wesentlich nach. Wenn bei einem der letzteren Räder ein kleines Wasserquantum vorhanden, oder eine kleinere Arbeit zu verrichten nöthig ist und man zu diesem Zwecke die Schütze tiefer stellt, so wird, wie wir wissen, der

Wirkungsgrad wegen der schwächern Zellenfüllung eher größer, als kleiner; bei einer Turbine hingegen findet das Gegentheil Statt, es wird hier der Wirkungsgrad bei tieferem Schützenstande ein kleinerer, weil nun das Wasser mit Stoß in das Rad tritt. Dieses Verhältniß ist aber um deshalb ein sehe ungünstiges, weil man gerade bei einem kleinern Aufschlage öconomischer mit der Arbeit umzugehen Ursache hat, als bei einem größern oder vielleicht im Ueberfluß vorhandenen Aufschlage. Daß aber der Verlust an Arbeit bei einem tiefern Schützenstande ein sehr beträchtlicher sein kann, wird sich aus Folgendem ergeben.

Zerlegen wir die Geschwindigkeiten c und c_1 in ihre radiale und tangentiale Componenten c sin. a, c cos. a, c_1 sin. β und c_1 cos. β, und subtrahiren wir je zwei voneinander, so bleiben uns die relativen Geschwindigkeiten c sin. a — c_1 sin. β und c cos. a — c_1 cos. β; da aber noch das Wasser im Rade mit diesem die Geschwindigkeit v_1 gemeinschaftlich hat, so ist in Wirklichkeit die letztere relative Geschwindigkeit = c cos. a — c_1 cos. β — v_1. Einem bekannten Gesetze zufolge ist nun der einer plötzlichen Aufhebung dieser Geschwindigkeiten entsprechende Verlust an Druckhöhe:

$$y = \frac{1}{2g} [(c \sin. a - c_1 \sin. \beta)^2 + (c \cos. a - c_1 \cos. \beta - v_1)^2],$$ oder an mechanischer Leistung:

$$Y = y Q \gamma = [(c \sin. a - c_1 \sin. \beta)^2 + (c \cos. a - c_1 \cos. \beta - v_1)^2] \frac{Q \gamma}{2g}.$$ Führen wir in dieser Formel $c_2 = v$ und $v_1 = \frac{r_1}{r} v$,

ferner $c = \frac{F_2}{F} v$ und $c_1 = \frac{F_2}{F_1} v$ ein, so erhalten wir diesen Arbeitsverlust

$$Y = \left[\left(\frac{F_2 \sin. a}{F} - \frac{F_2 \sin. \beta}{F_1}\right)^2 + \left(\frac{F_2 \cos. a}{F} - \frac{F_2 \cos. \beta}{F_1} - \frac{r_1}{r}\right)^2\right] \frac{v^2}{2g} Q \gamma.$$

Hiernach läßt sich beurtheilen, welche Leistung einer Turbine entgeht, wenn sie den Formeln $F_1 \sin. a = F \sin. \beta$ und $F_1 \cos. a = F \cos. \beta + \frac{F F_1}{F_2} \cdot \frac{r_1}{r}$ nicht Genüge leistet. Wenn aber auch diesen Forderungen bei dem Normalgange, d. i. bei völlig geöffneter Schütze, entsprochen wird, so geschieht es doch nicht mehr, wenn die Schütze tiefer steht und F einen kleinern Werth Fx annimmt. Der Arbeitsverlust ist dann, selbst wenn auch die Leistung im Maximum, nämlich $c_2 = v$ ist:

$$Y = \left[\left(\frac{F^2 \sin. a}{F x} - \frac{F_2 \sin. \beta}{F_1}\right)^2 + \left(\frac{F^2 \cos. a}{F x} - \frac{F_2 \cos. \beta}{F_1} - \frac{r^1}{r}\right)^2\right] \frac{v_2}{2g} Q \gamma,$$

oder hier in $F \sin. \beta = F_1 \sin. a$ und $F \cos. \beta + \frac{F F_1}{F_2} \cdot \frac{r_1}{r} = F_1 \cos. a$ eingesetzt,

$$Y = \left[\left(\frac{1}{F x} - \frac{1}{F}\right)^2 (F_2 \sin. a) + \left(\frac{1}{F x} - \frac{1}{F}\right)^2 (F_2 \cos. a)^2\right] \frac{v^2}{2g} Q \gamma = \left(\frac{F_2}{F x_1} - \frac{F^2}{F}\right)^2 \frac{v_2}{2g} Q \gamma.$$

Setzen wir nur beispielsweise $\frac{v_1^2}{2g} = \frac{1}{2} h$,

was bei den Turbinen von **Fourneyron** zulässig ist, so erhalten wir

$$Y = \left(\frac{F_2}{F x} - \frac{F_2}{F}\right)^2 \cdot \left(\frac{r}{r_1}\right)^2 \cdot \tfrac{1}{2} Q h \gamma;$$

also bei halb geöffneter Schütze, wo $F x = \frac{1}{2} F$ ist, $Y = \frac{1}{2} \left(\frac{F_2 r}{F r_1}\right) Q h \gamma$.

Man sieht hieraus, daß dieser Verlust dadurch herabgezogen werden kann, daß man die Verhältnisse $\frac{E_2}{F}$ und $\frac{r}{r_1}$ klein, also überhaupt die Ausmündung des Rades und den äußern Radhalbmesser klein, die Ausmündungen und den Halbmesser des Reservoirs aber groß macht.

Da $\frac{F_2}{F} = \frac{r_1 \sin. \beta}{r \sin. (\beta - \alpha)}$ ist, so hat man im letzten Falle auch

$$Y = \tfrac{1}{2} \left(\frac{\sin. \beta}{\sin. (\beta - \alpha)}\right)^2 Q h \gamma,$$

und folglich für $\beta = 90^0$ und $\alpha = 40^0$, $Y = 0{,}57\, Q h \gamma$. Es gehen also in diesem Falle 57 Procent an Leistung verloren.

In der Regel hört bei tieferen Schützenstellungen, wenn $F x < \frac{1}{2} F$ ist, der volle Ausfluß ganz auf, indem das Wasser die Radcanäle nicht mehr vollständig ausfüllt und das Rad in eine Druckturbine übergeht.

§. 25.

Stellapparate.

Um den Arbeitsverlust, welcher bei einem tiefern Schützenstande eintritt, zu vermeiden oder mindestens

zu ermäßigen, und um den vollen Ausfluß des Wassers aus dem Rade nicht zu verlieren, hat man in der neuesten Zeit mancherlei Vorrichtungen und namentlich Fourneyron zu diesem Zwecke die Etagenräder (siehe Figur 25) in Anwendung gebracht. Dieselben Räder sind von anderen Turbinen nur insofern verschieden, als sie durch eine oder zwei ringförmige Scheidewände in zwei oder drei Räume abgetheilt sind, so daß bei tieferem Schützenstande eine oder zwei Abtheilungen ganz abgeschlossen und das Wasser nur durch die übrigen Abtheilungen oder Etagen geht. Diese Räder erfüllen natürlich ihren Zweck nicht vollständig. Anders ist es aber bei dem in Fig. 31 abgebildeten Apparate von Combes. Hier befindet sich zwischen beiden Radkränzen **A A** und **B B** ein Teller **D D**, der sich durch Stangen **E, E . . .** mit Hülfe eines einfachen Mechanismus selbst während des Ganges der Maschine heben und senken läßt und immer so gestellt wird, daß das bei **F F** zuströmende Wasser bei seinem Ausflusse den Raum **A D** vollständig ausfüllt. Jedenfalls erfüllt dieses Rad seinen Zweck vollständig, nur ist seine Ausführung schwer und kostbar.

Die Turbine von Callon, sowie auch die von Gentilhomme sind ebenfalls so construirt, daß das, wenn auch in sehr kleiner Menge, zufließende Wasser noch die Radzellen bei seiner Bewegung durch dieselben ausfüllt. Einen Theil der Callon'schen Turbine stellt Figur 32 sowohl im Auf=, als auch im Grundrisse vor. Man sieht, der Leitschaufelapparat **B** ist hier oben ganz zugedeckt und von innen durch ein System von Schützen **E, E . . .**, wovon jede über zwei Leitschaufeln weggeht, zu verschließen. Um den Ausfluß des Wassers zu reguliren, hat man also nur eine gewisse Anzahl von Schützen zu heben

und die übrigen ganz niederzulassen. Obgleich durch diesen Ausflußapparat das Wasser in jedem Falle ohne Stoß in das Rad eintreten kann, so besitzt doch dieses Rad noch insofern einen gewissen Grad von Unvollkommenheit, als hier das Wasser wenig oder gar nicht durch Reaction wirken kann, da es nicht in ununterbrochenen Strömen durch dessen Canäle hindurchfließt. Bei diesem abwechselnden Leeren und Füllen der Radcanäle sind die Geschwindigkeiten c, c_1 und c_2 unaufhörlichen Schwankungen unterworfen, wenn x nicht $= 0$, also β nicht $= 2\,a$ ist. Während, z. B., bei noch ungefülltem Radcanale $c = \sqrt{2\,g h_1}$ ist, fällt bei vollständiger Füllung des Canals $c = \sqrt{2\,g\,(h - x)}$ aus; so oscillirt mit jedem Füllen und Leeren, oder während eine Radzelle von einer verschlossenen Schütze zur andern rückt, die Geschwindigkeit c innerhalb der Grenzen $\sqrt{2\,g h}$ und $\sqrt{2\,g \pi\,(h - x)}$ unaufhörlich. Wenn nun die Maximalleistung nur bei einem bestimmten Werthe von v und $c_2 = \frac{F_1}{F_2}$ zu erreichen ist, so fällt in die Augen, daß bei einem veränderlichen Werthe von $c_2 = \frac{F_1}{F_2}$ dieselbe nicht erlangt werden kann.

Bei der Turbine von Gentilhomme wird derselbe Zweck durch Kreissectoren erreicht, welche durch Zahnrad und Getriebe so gestellt werden, daß sie einen Theil des Leitschaufelapparates verschließen. Jedenfalls ist diese Einrichtung noch unvollkommener, als die bei der Callon'schen Turbine.

Anmerkung. Eine ähnliche Stellvorrichtung, wie die Combes'sche, giebt auch der Ingenieur Hänel an. (Siehe deutsche Gewerbezeitung 1846.)

§. 26.

Druckturbinen.

Es ist nun noch nöthig, eine Vergleichung zwischen den seither betrachteten Reactionsturbinen und den Stoß- und Druckturbinen, in welche jene allemal übergehen, wenn die Schütze C, Figur 33, die größere Hälfte der Radweite AB verschließt, anzustellen. Da das Wasser w die Radcanäle nur zum Theil anfüllt, so ist bei einem Gange in freier Luft der übrige Theil mit Luft angefüllt, es ist daher auch der Druck unmittelbar vor dem Rade dem Atmosphärendrucke gleich, und die Geschwindigkeit stets $c = \sqrt{2\,gh}$, und nicht von dem Gange des Rades abhängig. Nun haben wir aber für die Austrittsgeschwindigkeit $c_2{}^2 = 2\,gh + v^2 - 2\,cv_1 \cos. \alpha$, und für die Maximalleistung $c_2 = v$, daher gilt denn für diese Turbinen die Regel $2\,cv_1 \cos. \alpha = 2\,gh$, oder $c = \sqrt{2\,gh}$ substituirt, $v_1 = \frac{\sqrt{2\,gh}}{2 \cos. \alpha}$.

Für die Reactionsturbinen haben wir $v_1 = \sqrt{gh\,(1 - \text{tang. } \alpha \text{ cotang. } \beta)}$ gefunden; und wir sehen daher, daß die Bedingungen für die Maximalleistung beider zusammenfallen, wenn $\frac{1}{2 \cos. \alpha^2} = 1 - \text{tang. } \alpha \text{ cotang. } \beta$, oder tang. β = tang. $2\,\alpha$, also $\beta = 2\,\alpha$ ist, welche Beziehung uns allerdings schon insofern bekannt ist, da wir sie unter der Bedingung $x = 0$ gefunden haben. Es findet also insofern ein wesentlicher Unterschied zwischen den Turbinen beider Classen Statt, als die Geschwindigkeit der Maximalleistung bei der einen

Classe nicht von β abhängt, bei der andern aber durch β bedingt ist, und daß nur für $\beta = 2\alpha$ diese Geschwindigkeit für beide Classen eine und dieselbe ist. Während man also die Geschwindigkeit v_1 durch Auswahl des Winkels β bei den Reactionsturbinen innerhalb sehr weiter Grenzen beliebig machen kann, ist bei den Stoßturbinen eine solche Wahl gar nicht gestattet.

In Beziehung auf die Leistungen beider Räder läßt sich aber Folgendes als Thatsache anführen. Wenn man bei einer Reactionsturbine die Schütze allmählig tiefer niederläßt, so stellt sich ein kleinerer Wirkungsgrad heraus; hat man dieselbe endlich so tief gestellt, daß das Wasser die Radcanäle nicht mehr zu füllen vermag und die Turbine in eine Druckturbine übergeht, so wird plötzlich der Wirkungsgrad ein größerer, weil nun der durch die plötzliche Geschwindigkeitsveränderung herbeigeführte Arbeitsverlust wegfällt. Bei noch tieferen Stellungen verändert sich der Wirkungsgrad nur mäßig. Diesem zufolge scheint allerdings den Druckturbinen ein ansehnlicher Vorzug vor den Reactionsturbinen eingeräumt werden zu müssen, allein derselbe ist wegen anderer Beziehungen doch nicht überwiegend und nur dann zuzugestehen, wenn eine Turbine mit sehr veränderlichen Wassermengen gespeis't wird. Da das in das Rad eintretende Wasser hier einen viel weitern Raum vorfindet, als es bei seiner Geschwindigkeit nöthig hat, so nimmt es in demselben sehr unregelmäßige und oscillatorische Bewegungen an und tritt nicht nur nicht mit der oben berechneten Geschwindigkeit c_2 aus, sondern verliert auch einen Theil seines Arbeitsvermögens, das die besonderen Widerstände bei den unregelmäßigen Bewegungen und das Zerreißen des Wassers verzehren. Hiervon

liefern zahlreiche Beobachtungen den sichersten Beweis, und es läßt sich derselbe an jeder Turbine auch sogleich führen, wenn man sie mit der vortheilhaftesten Geschwindigkeit ein Mal als Reactions- und ein Mal als Druckturbine umlaufen läßt. Immer giebt die Turbine bei vollem Ausflusse und völlig geöffneter Schütze einen größern Wirkungsgrad, als bei einem durch einen tiefern Schützenstand hervorgebrachten unvollen Ausflusse.

Bei Turbinen, welche unter Wasser gehen, erfolgt stets ein voller Ausfluß; diese Räder sind also nur Reactionsturbinen. Von ihnen ist natürlich ebenfalls bei völlig geöffneter Schütze ein größerer Wirkungsgrad zu erwarten, als von den in freier Luft umlaufenden Druckturbinen; dagegen ist auch bestimmt darauf zu rechnen, daß bei tieferem Schützenstande, wo die Schützmündung nur zwei Drittel oder noch ein kleinerer Theil der Radweite ist, der Wirkungsgrad der erstern Turbine sich kleiner herausstellt, als bei einer Druckturbine. Es ist hiernach der große Nutzen der Etagen oder der Stellkränze zu ermessen.

§. 27.

Leistung.

Wir können nun auch die Leistung einer Turbine ermitteln. Die Leistung, welche dem Wasser gar nicht entzogen wird, ist, da dasselbe mit der absoluten Geschwindigkeit $w = \sqrt{c_2^2 + v^2 - 2 c_2 v \cos. \delta}$, oder wenn $c_2 = v$ ist, mit $w = 2 v \sin. \frac{\delta}{2}$ aus dem Rade tritt,

$$L_1 = \frac{w^2}{2g} Q \gamma = \frac{4 v^2 \left(\sin. \frac{\delta}{2}\right)^2}{2g} Q \gamma.$$ Die Leistung, welche das Wasser im Leitschaufelapparate oder bei'm Eintritte in das Rad verliert, ist

$$L_2 = \xi \frac{c^2}{2g} Q \gamma = \xi \left(\frac{F_2}{F}\right)^2 \cdot \frac{v^2}{2g} Q \gamma,$$

wo $\xi = 0{,}10$ bis $0{,}20$ sein kann, je nachdem das Rad ohne oder mit Leitschaufeln ausgerüstet ist, und je nachdem diese construirt sind.

Der dritte Arbeitsverlust ist $= \varkappa \cdot \frac{c_2{}^2}{2g} Q \gamma$ und besteht in dem Krümmungs- und in dem Reibungswiderstande bei Durchlaufung der Radcanäle. Der Krümmungswiderstand wird nach den bekannten Regeln der Mechanik gefunden. Der entsprechende Druckhöhenverlust ist $= \xi_1 \frac{\varphi}{\pi} \cdot \frac{1}{2g} \cdot \left(\frac{Q}{F}\right)^2$, wo ξ_1 einen von dem Verhältnisse $\frac{d}{2a}$ der halben mittlern Canalweite zum mittlern Krümmungshalbmesser abhängige Erfahrungszahl, φ den Centri- oder Krümmungswinkel, F die Summe der mittleren Querschnitte des Canals bezeichnen. Ist n die Anzahl der Radcanäle oder Radschaufeln, und ist e die, nach Befinden, ebenfalls mittlere Höhe eines Radcanales, so hat man $F = n d e$ und daher die durch den Krümmungswiderstand verlorene Druckhöhe $y = \xi_1 \frac{\varphi}{\pi} \cdot \frac{1}{2g} \cdot \left(\frac{Q}{n d e}\right)^2$, oder, wenn man noch $\xi_1 = 0{,}124 + 3{,}104 \left(\frac{d}{2a}\right)^{\frac{7}{2}}$ einführt,

$$y = \left[0{,}124 + 3{,}104 \left(\frac{d}{2\,a}\right)^{\frac{7}{2}}\right] \cdot \frac{\varphi}{\pi} \cdot \frac{1}{2\,g} \left(\frac{Q}{n\,d\,e}\right)^2,$$

und den entsprechenden Arbeitsverlust

$$L_3 = \left[0{,}124 + 3{,}104 \left(\frac{d}{2\,a}\right)^{\frac{7}{2}}\right] \cdot \frac{\varphi}{\pi} \cdot \frac{1}{2\,g} \cdot \frac{Q^3\,\gamma}{(n\,d\,e)^2},$$

oder $Q^2 = (F_2\ v)^2$ gesetzt,

$$L_3 = \left[0{,}124 + 3{,}104 \left(\frac{d}{2\,a}\right)^{\frac{7}{2}}\right]$$

$$\frac{\varphi}{\pi} \cdot \left(\frac{F_2}{n\,d\,e}\right)^2 \cdot \frac{v^2}{2\,g} \cdot Q\,\gamma.$$

Meist besteht ein Radcanal aus zwei Stücken mit verschiedenen Krümmungshalbmessern, und daher ist auch L_3 aus zwei Theilen zusammenzusetzen. Man ersieht übrigens hieraus, daß dieser Krümmungswiderstand um so größer ausfällt, je weiter die Radcanäle und je kleiner ihre Krümmungshalbmesser a sind. Aus diesem Grunde ist es zweckmäßig, β stumpf zu nehmen und dadurch die Krümmung der Schaufeln zu vermindern, was überdies wegen des vollen Ausflusses noch zu wünschen ist.

Der Reibungswiderstand ist auf die bekannte Weise zu berechnen. Ist ξ_2 der Reibungscoefficient, p der mittlere Umfang und l die Länge eines Radcanales, so hat man die Höhe des Reibungswiderstandes:

$$z = \xi_2 \cdot \frac{p\,l}{d\,e} \cdot \frac{1}{2\,g} \cdot \left(\frac{Q}{n\,d\,e}\right)^2 = \xi_2 \cdot \frac{p\,l}{d\,e} \cdot \left(\frac{F_2}{n\,d\,e}\right)^2 \cdot \frac{v^2}{2\,g},$$

und daher den entsprechenden Arbeitsverlust

$$L_4 = \xi_2 \cdot \frac{p\,l}{d\,e} \cdot \left(\frac{F_2}{n\,d\,e}\right)^2 \cdot \frac{v^2}{2\,g}\,Q\,\gamma;$$ oder,

wenn man $p = 2\,(d + e)$ und $\xi_2 = 0{,}0144 + 0{,}0169 \sqrt{\frac{n\,d\,e}{Q}}$ einführt,

$$L_4 = \left(0{,}0144 + 0{,}0169 \sqrt{\frac{n\,d\,e}{Q}}\right) \cdot \frac{(d + e)}{2\,d\,e} \cdot \left(\frac{F_2}{n\,d\,e}\right)^2 \cdot \frac{v^2}{2\,g} Q\,\gamma.$$

Ist endlich noch G das Gewicht der umlaufenden Turbine und r_2 der Halbmesser ihres Zapfens, so hat man durch die Zapfenreibung veranlaßten Arbeitsverlust $L_5 = \frac{2}{3} f\,G \cdot \frac{r_2}{r}\,v.$

Indem wir nun alle diese fünf Arbeitsverluste von dem disponiblen Arbeitsquantum $Q\,h\,\gamma$ abziehen, bleibt uns die effective Radleistung:

$$P\,v = \left(h - \left[\left(2 \sin. \frac{\delta}{2}\right)^2 + \xi \left(\frac{F_2}{F}\right)^2 + \xi_1 \cdot \frac{\varphi}{\pi}\left(\frac{F_2}{n\,d\,e}\right)^2 + \tfrac{1}{2}\,\xi_2\, 1 \left(\frac{1}{d} + \frac{1}{e}\right) \left(\frac{F_2}{n\,d\,e}\right)^2\right]\frac{v^2}{2\,g}\right) Q\,\gamma - \frac{2}{3}\,\frac{r_2}{r}\,v\,f\,G.$$

Um diese Arbeit möglichst groß zu erhalten, ist allerdings nöthig, die Umdrehungsgeschwindigkeit v, den Mündungsquerschnitt F_2, den Mündungswinkel δ u. s. w. möglichst klein zu machen. In wie weit dies möglich ist, haben wir aber oben schon hinreichend erörtert.

Uebrigens ist nur bei Turbinen, welche unter Wasser gehen, h von Wasserspiegel zu Wasserspiegel zu nehmen, bei Turbinen, welche in freier Luft umgehen, aber vom Oberwasserspiegel bis zur Mitte der Ausmündungen des Rades. Im letztern Falle geht also durch das Freistellen, von der Mitte der Ausmündungen bis zum Unterwasserspiegel gemessen, ein Theil des Totalgefälles verloren, wogegen den unter

Wasser gehenden Turbinen durch die Reibung des Wassers am Rade ein Verlust erwächst.

Bei Hochdruckturbinen ist auch noch der Arbeitsverlust, welchen die Reibung des Wassers in den Einfallröhren veranlaßt, abzuziehen.

§. 28.

Anordnung der Leitschaufelturbinen.

Wir haben nun die nöthigsten Regeln zur Berechnung, Anordnung und Construction einer Turbine zu entwickeln. Jedenfalls können wir das Aufschlagquantum Q und das Gefälle h als gegeben ansehen; und wäre statt Q die Leistung L gegeben, so würde sich wenigstens Q aus L und aus dem Wirkungsgrade η (circa 0,75) durch die Formel $Q = \frac{L}{\eta h \gamma}$ berechnen lassen. Die übrigen Größen r, r_1, α, β, δ, v, n, e u. s. w. sind nun theils beliebig, theils erfahrungsmäßig zu nehmen, theils theoretisch zu bestimmen. Zunächst nimmt man den Winkel α beliebig an. Bei den Rädern ohne Leitschaufeln ist er bekanntlich als 90^0 in Rechnung zu bringen, bei den Leitschaufelturbinen hat man ihn aber 25^0 bis 40^0 zu machen, ersteres bei hohem, letzteres bei kleinem Gefälle, um dort nicht zu weite und hier nicht zu enge Ausflußöffnungen, also dort nicht zu kleine und hier nicht zu große Räder zu erhalten. Der Winkel β ist durch die Auswahl von α gewissermaßen schon bestimmt. Damit das Wasser ohne Druck in das Rad eintrete, müßte $\beta = 2\alpha$ sein, weil aber dieser Druck abnimmt, wenn die Schütze tiefer gestellt wird, so macht man, um keinen negativen Druck zu erhalten, β größer, als 2α, am besten möchte vielleicht

$\beta = 2\alpha + 30^0$ bis $2\alpha + 50^0$, und zwar ersteres bei einem hohen und letzteres bei einem kleineren Gefälle anzunehmen sein.

Das Verhältniß $v = \frac{r}{r_1}$ der Radhalbmesser zueinander ist zwischen den Grenzen 1,25 bis 1,5 auszuwählen. Aus leicht begreiflichen Gründen ist bei einem großen Werthe von β und bei einem großen Rade das kleinere Verhältniß, bei einem kleinern Werthe von β und bei einem kleinern Rade aber das größere Verhältniß auszuwählen.

Um ferner die Halbmesser des Rades und des Ausflußreservoirs zu ermitteln, wollen wir, in Uebereinstimmung mit den besseren der bekannten Turbinen, zur Bedingung machen, daß die Geschwindigkeit des Wassers im Reservoir 3 Fuß nicht überschreite. Legen wir aber diese Geschwindigkeit zu Grunde und lassen wir dabei die Querschnitte der Wellenröhre und der Schütze außer Acht, so können wir setzen: $Q = 3\pi r_1^2$, und folglich umgekehrt, den äußern Halbmesser des Ausflußgefäßes oder den innern Radhalbmesser:

$$r_1 = \sqrt{\frac{Q}{3\pi}} = 0,326 \sqrt{Q},$$ wo r_1 in Fuß und Q in Kubikfuß zu nehmen sind.

Aus diesem Radius folgt nun der äußere Radhalbmesser $r = v\, r_1$.

Die innere Radgeschwindigkeit bestimmt sich ferner durch die Formel

$$v_1 = \sqrt{\frac{2gh}{\frac{2\sin.\beta\cos.\alpha}{\sin.(\beta-\alpha)} + \xi\left(\frac{\sin.\beta}{\sin.(\beta-\alpha)}\right)^2 + \varkappa\left(\frac{r}{r_1}\right)^2}},$$

worin allerdings für $\varkappa$ vor der Hand nur ein Näherungs- oder Erfahrungswerth einzusetzen ist. Hieraus ergiebt

sich aber die Austrittsgeschwindigkeit $c = \frac{v_1 \sin. \beta}{\sin. (\beta - \alpha)}$, und der Querschnitt $F = \frac{Q}{c} = \frac{Q \sin. (\beta - \alpha)}{v_1 \sin. \beta}$, ferner die Eintrittsgeschwindigkeit $c_1 = \frac{c \sin \alpha}{\sin. \beta} = \frac{v_1 \sin. \alpha}{\sin. (\beta - \alpha)}$ und der Querschnitt $F_1 = \frac{Q}{c_1} = \frac{Q \sin. (\beta - \alpha)}{v_1 \sin. \alpha}$, endlich die äußere Rad-, sowie die Austrittsgeschwindigkeit $v = c_2 = \frac{r}{r_1} v_1$, sowie der Inhalt sämmtlicher Austrittsmündungen vom Rade, $F_2 = \frac{Q}{c_2} = \frac{r_1}{r} \cdot \frac{Q}{v_1} = \frac{r_1}{r} \cdot \frac{F c}{v_1}$. Ueberdies können wir noch die Zahl der Umdrehungen des Rades pr. min. nämlich $u = \frac{30 v}{\pi r} = 9{,}55 \frac{v}{r}$ angeben.

Um die Rad- oder Mündungshöhe e zu finden, schlagen wir folgenden Weg ein. Ist n_1 die Anzahl der Leitschaufeln und d_1 der kürzeste Abstand A N, Fig. 34, zwischen je zwei Leitschaufeln bei der Einmündung in das Rad, so hat man zunächst $n_1 d_1 e = F$; stehen ferner d_1 und e in einem bestimmten Verhältnisse $\psi_1 = \frac{e}{d_1}$ zueinander, so hat man $n_1 \psi_1 d_1^2 = F$; ist endlich noch s_1 die Stärke einer Leitschaufel, so können wir ziemlich genau $d_1 = \overline{A A_1} \sin. \alpha = \frac{2 \pi r_1 \sin. \alpha}{n_1} - s_1$ und daher $n_1 \psi_1 \left(\frac{2 \pi r_1 \sin. \alpha}{n_1} - s_1\right)^2 = F$ setzen,

so daß wir durch Umkehrung die gesuchte Schaufelzahl $n_1 = \psi_1 \frac{(2 \pi r_1 \sin. \alpha - n_1 s_1)^2}{F}$ oder annähernd $= \frac{\psi_1 (2 \pi r_1 \sin. \alpha)^2}{F}$ erhalten, wofür allerdings nur eine ganze runde Zahl zu nehmen ist. Kennt man einmal n_1, so folgt sogleich

$$d_1 = \frac{2 \pi r_1 \sin. \alpha}{n_1} - s_1 = \frac{F}{\psi_1 (2 \pi r_1 \sin. \alpha - n_1 s_1)}$$

und die Radhöhe $e = \frac{F}{2 \pi r_1 \sin. \alpha - n_1 s_1}$.

Es bleibt nun noch übrig, Regeln zur Berechnung der Radschaufelzahl und der Dimensionen der Radmündungen abzuleiten. Die Ausflußöffnungen des Rades, welche zusammen den Inhalt $F_2 = \frac{Q}{c_2}$ haben sollen, bilden nicht den äußern Umfang des Rades, sondern sie sind durch die äußeren Schaufelenden B_1, B_2 u. s. w., Fig. 34, gelegte Querschnitte $B_1 D$, $B_2 D_1$ u. s. w. Auch haben wir unter r in den obigen Formeln nicht den Halbmesser **CB** des äußern Radumfanges, sondern die Entfernung **CM** der Mitte der Mündung $B_1 D$ von der Umdrehungsachse, sowie unter v nicht die Umdrehungsgeschwindigkeit von **B**, sondern von **M** zu verstehen. Ist nun δ der Winkel **SMT**, welchen die Achse des bei **BD** aus dem Rade tretenden Strahles mit der Tangente **MT** oder der Normale zum Halbmesser **CM** = r einschließt, ferner n die Anzahl der Radschaufeln, s ihre Stärke, d die Weite $B_1 D$ der Ausmündungen und wieder ψ das Verhältniß $\frac{e}{d}$, so läßt sich setzen: $n d e = n \psi d^2 = \frac{n e^2}{\psi} = F_2$,

daher umgekehrt die Anzahl der Radschaufeln $n = \frac{\psi F_2}{e^2}$; ferner $2 \pi r \sin. \delta - ns = nd = \frac{ne}{\psi} = \frac{F_2}{e}$, und es ist daher der nöthige Austrittswinkel bestimmt durch die Gleichung

$$\sin. \delta = \frac{F_2 (e + \psi s)}{2 \pi r e^2}.$$

Dieser Winkel δ soll allerdings nicht größer, als 20^0 sein, findet man ihn aber zu groß, so bleibt nichts übrig, als eins von den Elementen, welche denselben bestimmen, zu verändern. So kann man, z. B., zu diesem Zwecke $F_2 = \frac{r_1}{r} \cdot \frac{Q}{v_1}$ kleiner, also v_1, oder, was auf eins herauskommt, die Differenz zwischen α und β größer machen. Manche, namentlich Combes und Callon, suchen dadurch δ herabzuziehen, daß sie das Rad außen weiter machen, als innen, also zweierlei e anwenden. Dies hat jedoch den Nachtheil, daß dadurch der volle Ausfluß gefährdet wird, wenigstens ist bei'm Gange des Rades in freier Luft nicht zu erwarten, daß das Wasser den Radkränzen folgt, wenn diese nach außen bedeutend divergiren. Was endlich noch das Verhältniß $\psi = \frac{e}{d}$ anlangt, so hat dies nur einen sehr untergeordneten Einfluß auf e und δ. Bei den Constructionen findet man es innerhalb der Ganzen 2 bis 5. Jedenfalls ist aber der kleinere Werth nur bei kleinen, der größere aber bei großen Rädern in Anwendung zu bringen, weil man sonst zu weite Canäle bekäme und dadurch den vollen Ausfluß aus denselben verlieren könnte.

§. 29.

Schaufelconstruction.

Die Schaufeln werden, in der Regel, nach Kreisbögen gekrümmt, bei den Leitschaufeln reicht ein Bogen aus, bei den Radschaufeln sind aber meist zwei tangential aneinander anschließende Bögen nothwendig. Wie nun die Halbmesser dieser Bögen zu finden und wie diese aneinander anzusetzen sind, soll jetzt gezeigt werden. Man beschreibe mit $CM = r$, Fig. 34, einen Kreis, trage die Tangente MT auf und lege an diese den Ausflußwinkel $SMT = \delta$, dessen Bestimmung im vorigen Paragraphen gezeigt wurde. Auf MS ziehe man nun MO rechtwinkelig und trage zu beiden Seiten von M aus $MD = MB_1 = \frac{1}{2}\, d$ auf. Jetzt ziehe man den Halbmesser CB_1 und lege an ihn den Winkel $B_1 CB = \varphi^0$, welcher durch die Formel $\varphi = \frac{2\pi}{n} - \frac{s}{r \sin.\delta}$ bestimmt ist; auch beschreibe man aus C durch B_1 und D Kreise. Der erstere dieser Kreise giebt den äußern Radumfang und die Puncte B, B_1 u. s. w. sind die äußeren Schaufelenden. Zieht man nun BO so, daß $BOD = BCB_1 = \varphi$ ausfällt, so erhält man in O das Centrum und in $BO = DO$ den Halbmesser des das äußerste Schaufelstück bildenden Bogens DB, Macht man $B_1\, O_1 = DO$, so erhält man ebenso das Centrum O_1 des Endstükkes $B_1\, D_1$ der folgenden Schaufel u. s. w. Uebrigens läßt sich der Halbmesser $OB = OD = a$ des Bogens BD durch Auflösung des Dreieckes MOM_1 leicht berechnen. Es ist nämlich $\frac{MO}{MM_1} = \frac{\sin.MM_1O}{\sin.MOM_1}$, aber ohne MM_1 ist $= 2\, r \sin.\frac{\varphi}{2}$, $MOM_1 = \varphi$

und $MM_1\,O = 90 + \delta - \frac{\varphi}{2}$, daher folgt

$$OM = \frac{2\,r\,\sin.\frac{\varphi}{2}\cos.\left(\delta - \frac{\varphi}{2}\right)}{\sin.\,\varphi} = \frac{r\cos.\left(\delta - \frac{\varphi}{2}\right)}{\cos.\frac{\varphi}{2}}$$

und der gesuchte Radius $a = \dfrac{r\cos.\left(\delta - \frac{\varphi}{2}\right)}{\cos.\frac{\varphi}{2}} - \frac{1}{2}d.$

Bei dieser Construction kommt das Schaufelende B_1 ganz parallel zum gegenüberliegenden Schaufelelemente D zu liegen, und es fließt deshalb auch der Strahl ganz ohne Contraction aus. Wenn man diesen Parallelismus nicht herstellt, so stellt sich allemal ein Nachtheil heraus; divergiren die Tangenten von B und D nach außen, so läuft man Gefahr, den vollen Ausfluß zu verlieren, und convergiren dieselben, so entsteht eine partielle Contraction und der Strahl schlägt dann gegen die äußere Fläche von BD.

Das innere Stück DA einer Radschaufel läßt sich, in der Regel, ebenfalls nach einem Kreisbogen krümmen. Der Halbmesser $KD = KA = a_1$ die-dieses Kreisbogens wird aber auf folgende Weise gefunden: Im Dreiecke CMK ist $CM = r$, $MK = a_1 + \frac{d}{2}$ und $\angle CMK = SMT = \delta$, daher

$$\overline{CK^2} = r^2 + \left(a_1 + \frac{d}{2}\right)^2 - 2\,r\left(a_1 + \frac{d}{2}\right)\cos.\,\delta.$$

Im Dreiecke CAK hingegen ist $CA = r_1$, $AK = a_1$ und $CAK = 180^0 - \beta$, daher $\overline{CK^2} = r_1^{\,2} + a_1^{\,2} + 2\,r_1\,a_1\cos.\,\beta$. Durch Gleich-

setzen beider Ausdrücke folgt nun $r^2 + a_1 d + \frac{d^2}{4} - 2 r a_1 \cos. \delta - r d \cos. \delta = r_1^2 + 2 r_1 a_1 \cos. \beta$, und hieraus ergiebt sich der gesuchte Halbmesser:

$$a_1 = \frac{r^2 - r_1^2 - r d \cos. \delta + \frac{d^2}{4}}{2 (r \cos. \delta + r_1 \cos. \beta) - d}.$$

Was endlich noch den Krümmungskreis einer Leitschaufel anlangt, so können wir dessen Halbmesser und Mittelpunct dadurch finden, daß wir **AL** unter dem bekannten Winkel α an die Tangente **AH** des innern Radumfanges anlegen, hierauf ein Perpendikel errichten und zuletzt dieses durch eine andere, in der Mitte **E** des Halbmessers **CA** errichtete Normale in **G** schneiden. Dieser Punct **G** ist nun das Centrum der Leitschaufel **AF**, die man nun entweder ganz, oder nur zum Theil bis zur Röhre, welche die Welle umgiebt, fortführt. Der Halbmesser **GA** $= GC = a_2$ dieser Schaufel ist $a_2 = \frac{r_1}{2 \cos. \alpha}$.

Die Mittelpuncte der Bögen von den übrigen Schaufeln befinden sich in mit **CO**, **CK** und **CG** beschriebenen Kreisen.

Beispiel. Es ist für ein Gefälle von 5′ und ein Aufschlagquantum von 30 Cubikfuß die Construction, Anordnung und Berechnung einer Fourneyron'schen Turbine zu vollziehen. Wählen wir hierzu $\alpha = 30^0$ und $\beta = 110^0$ aus, und bringen wir $v = 1,35$ in Anwendung. Dies vorausgesetzt, erhalten wir durch die obigen Regeln den innern Radhalbmesser $r_1 = 0,326 \sqrt{Q} = 0,326 \sqrt{30} = 1,785'$, wofür aber 1,8′ genommen werde; nun folgt der äußere Radhalbmesser $r = 1,8 \cdot 1,35$

$= 2{,}43'$, wofür 2,45 gesetzt werden soll. Die Kranzbreite bis Mitte der Mündungen gemessen, ist nun $= 2{,}45 - 1{,}8 = 0{,}95'$. Ohne Rücksicht auf Nebenhindernisse wäre die vortheilhafteste Radgeschwindigkeit:

$$v_1 = \sqrt{gh(1 - \text{tang.}\ \alpha\ \text{cotg.}\ \beta)} =$$
$$\sqrt{5 \cdot 31{,}25\ (1 + \text{tang.}\ 30\ \text{cotg.}\ 70)} =$$
$$\sqrt{156{,}25 \cdot 1{,}21014} = 13{,}75 \text{ Fuß},$$

mit Rücksicht auf Hindernisse aber folgt, wenn man $\xi = 0{,}18$ und $\varkappa = 0{,}06$ setzt,

$$v_1 = \sqrt{\frac{2\,g\,h}{\frac{2\,\sin.\beta\,\cos.\alpha}{\sin.(\beta-\alpha)} + 0{,}18\left(\frac{\sin.\ \beta}{\sin.(\beta-\alpha)}\right)^2 + 0{,}06\left(\frac{r}{r_1}\right)^2}}$$

$$= \sqrt{\frac{2 \cdot 31{,}25 \cdot 5}{\frac{2\,\sin.\ 110^0\,\cos.\ 30^0}{\sin.\ 80^0} + 018\left(\frac{\sin.\ 110^0}{\sin.\ 80^0}\right)^2 + 0{,}06 \,.\, 1{,}4^2}}$$

$$= \sqrt{\frac{312{,}5}{1{,}6527 + 0{,}1639 + 0{,}1176}}$$

$$= \sqrt{\frac{312{,}5}{1{,}9432}} = 12{,}71 \text{ Fuß, und demnach}$$

$$v = c_2 = v\,v_1 = 1{,}35 \cdot 12{,}71 - 17{,}15 \text{ Fuß}.$$

Die Austrittsgeschwindigkeit c ist nun $\frac{v_1\ \sin.\ \beta}{\sin.\ (\beta - \alpha)}$

$$= \frac{12{,}71\ \sin.\ 70^0}{\sin.\ 80} = 12{,}13 \text{ Fuß}.$$

Die Umdrehungszahl pr. Minute ist

$$u = 9{,}55 \cdot \frac{v_1}{r_1} = \frac{9{,}55 \cdot 12{,}71}{1{,}8} = 67{,}4.$$

Hieraus folgen die Inhalte der Ausmündungen $F = \frac{Q}{o} = \frac{30}{12,13} = 2,473 \square'$ und $F_2 = \frac{Q}{c_2} = \frac{Q}{v} = \frac{30}{17,15} = 1,748 \square'$.

Rechnet man auf $2\frac{1}{2}$ Linien $= 0,017'$ Schaufelstärke und beabsichtigt man den Ausmündungen das Seitenverhältniß $\psi_1 = \frac{e}{d_1} = \frac{3}{1}$ zu geben, so erhält man nun die nöthige Anzahl der Leitschaufeln: $n_1 = \frac{\psi_1 (2 \pi r_1 \sin. \alpha - n_1 s_1)^2}{F} = \frac{3 \cdot (5,655 - 0,017 n_1)^2}{2,473} = 30$, und nun folgt die nöthige Rad- oder Mündungshöhe:

$e = \frac{F}{2 \pi r_1 \sin. \alpha - n_1 s_1} = \frac{2,473}{5,655 - 0,51} = \frac{2,473}{5,145} = 0,4808'$. Die Anzahl der Radschaufeln ist, wenn wir hier das Seitenverhältniß $\psi = \frac{5}{1}$ setzen, $n = \frac{\psi F_2}{e_2} = \frac{5 \cdot 1,748}{0,4808^2} = \frac{8,74}{0,2311} = 37,8$, wofür jedoch nur 36 gesetzt werden mag. Hieraus folgt nun für den erforderlichen Ausgußwinkel:

$\sin. \delta = \frac{F_2 (e + \psi s)}{2 \pi r e^2} = \frac{1,748 (0,4808 + 0,017 \cdot 5)}{2 \pi \cdot 2,45 \cdot 0,4808^2} = \frac{1,748 \cdot 0,5658}{4,9 \cdot \pi \cdot 0,4808^2} = 0,2780$, folglich $\delta = 16^0\ 8'$, und $d = \frac{F_2}{ne} = \frac{1,748}{36 \cdot 0,4808} = 0,1010$ Fuß.

Wenn diese Turbine in freier Luft gehen soll, so ist noch ein gewisses Freistellen nöthig, welches, da die halbe Radhöhe $\frac{e}{2} = 0{,}2404'$ beträgt, auf $\frac{1}{2}'$ geschätzt werden kann. Wäre dieses Gefälle nicht übrig, so müßten wir die Anordnung nicht für 5′, sondern nur auf $4\frac{1}{2}'$ treffen. Um den Wasserverlust beurtheilen zu können, ist noch die Höhe x des Ueberdruckes unter der Schütze zu finden. Es ist nämlich $x = h - (1 + \xi)\frac{c^2}{2g} = 5 - 1{,}18 \cdot 0{,}016 \cdot 12{,}13^2 = 5 - 2{,}778 = 2{,}222'$, und die entsprechende Geschwindigkeit $= 7{,}906 \sqrt{2{,}222} = 11{,}78'$. Wenn nun der Spalt zwischen Rad und Schütze $\frac{1}{2}$ Linie weit ist, so beträgt sein Inhalt $2 \cdot 1{,}8 \cdot \pi \cdot \frac{1}{288} = \frac{\pi}{8} = 0{,}0393\square'$, und daher die durch diesen Spalt entweichende Wassermenge: $Q_1 = 11{,}78 \cdot 0{,}0393 = 0{,}46$ Cubikfuß. Um diesen Verlust, der allerdings bei tieferem Schützenstande kleiner wird, herabzuziehen, müßte durch genaues Abdrehen der entsprechenden Wendekreise der Spalt möglichst klein gemacht oder x durch Anwendung einer größeren Geschwindigkeit c oder eines kleineren Winkels β, herabgezogen werden. Dadurch würde allerdings die Krümmung der Radschaufeln eine größere und daher auch der Widerstand in den Radcanälen ein größerer werden.

Der Theilwinkel des Rades ist $\frac{360^0}{36} = 10^0$; nun nimmt aber die Radschaufelstärke den Bogen $\frac{s}{r \sin. \delta} = \frac{0{,}017}{2{,}45 \sin. 16^0\ 8'} = 0{,}02497$ oder den Winkel $1^0\ 26'$ ein, daher ist denn

$\varphi = 8^0\ 34'$ der Krümmungswinkel des einen Schaufelstückes, der entsprechende Halbmesser aber ist:

$$a = \frac{r \cos. (\delta - \frac{1}{2}\varphi)}{\cos. \frac{1}{2}\varphi} - \frac{1}{2} d =$$

$$\frac{2,45 \cos. 11^0\ 51'}{\cos. 4^0\ 17'} - 0,0505 = 2,3541 \text{ Fuß}.$$

Der Halbmesser des zweiten Stückes der Radschaufel beträgt:

$$a_1 = \frac{r^2 - r_1{}^2 - r\,d \cos. \delta + \frac{1}{4} d^2}{2\,(r \cos. \delta + r_1 \cos. \beta) - d} =$$

$$\frac{2,785 - 0,2377}{3,476 - 0,101} = \frac{2,5573}{3,375} = 0,755'.$$

Der entsprechende Krümmungswinkel ist $\varphi_1 = 180^0 - \beta - \delta + \sigma - \tau$, wo tang. $\sigma = \frac{a_1 \sin. \beta}{r_1 + a_1 \cos. \beta}$ und tang. $\tau = \frac{a_1 \sin. \delta}{r - a_1 \cos. \delta}$, in Zahlen: $\varphi_1 = 70^0 - 16^0,\ 8' + 24^0,\ 42' - 6^0,\ 56' = 71^0\ 38'$.

Die vorstehenden Untersuchungen haben uns die nöthigen Elemente zur Construction der Turbine für die gegebene Wasserkraft geliefert, und es bleibt daher nur noch die Ausmittelung der effectiven Leistung dieser Maschine übrig. Die absolute Geschwindigkeit des austretenden Wassers ist $w = 2\,c_2 \sin. \frac{1}{2}\delta = 2 \cdot 17,15 \sin. 8^0\ 4' = 4,813'$, daher der entsprechende Gefällverlust $= \frac{w^2}{2\,g} = 0,016 \cdot 4,813^2 = 0,371'$; ferner der Gefällverlust, herbeigeführt durch die Hindernisse in dem Leitschaufelapparate $= 0,18 \frac{c^2}{2\,g} = 0,18 \cdot 0,016 \cdot 12,13^2 = 0,424'$. Der Gefällverlust, welcher den hydraulischen Widerständen entspricht, ergiebt sich durch folgende umständlichere Untersuchung. Aus einer genauen Zeichnung

Wenn diese Turbine in freier Luft gehen soll, so ist noch ein gewisses Freistellen nöthig, welches, da die halbe Radhöhe $\frac{e}{2} = 0{,}2404'$ beträgt, auf $\frac{1}{2}'$ geschätzt werden kann. Wäre dieses Gefälle nicht übrig, so müßten wir die Anordnung nicht für 5', sondern nur auf $4\frac{1}{2}'$ treffen. Um den Wasserverlust beurtheilen zu können, ist noch die Höhe x des Ueberdruckes unter der Schütze zu finden. Es ist nämlich $x = h - (1 + \xi) \frac{c^2}{2g} = 5 - 1{,}18 \cdot 0{,}016 \cdot 12{,}13^2 = 5 - 2{,}778 = 2{,}222'$, und die entsprechende Geschwindigkeit $= 7{,}906 \sqrt{2{,}222} = 11{,}78'$. Wenn nun der Spalt zwischen Rad und Schütze $\frac{1}{2}$ Linie weit ist, so beträgt sein Inhalt $2 \cdot 1{,}8 \cdot \pi \cdot \frac{1}{288} = \frac{\pi}{8} = 0{,}0393\square'$, und daher die durch diesen Spalt entweichende Wassermenge: $Q_1 = 11{,}78 \cdot 0{,}0393 = 0{,}46$ Cubikfuß. Um diesen Verlust, der allerdings bei tieferem Schützenstande kleiner wird, herabzuziehen, müßte durch genaues Abdrehen der entsprechenden Wendekreise der Spalt möglichst klein gemacht oder x durch Anwendung einer größeren Geschwindigkeit c oder eines kleineren Winkels β, herabgezogen werden. Dadurch würde allerdings die Krümmung der Radschaufeln eine größere und daher auch der Widerstand in den Radcanälen ein größerer werden.

Der Theilwinkel des Rades ist $\frac{360^0}{36} = 10^0$; nun nimmt aber die Radschaufelstärke den Bogen $\frac{s}{r \sin. \delta} = \frac{0{,}017}{2{,}45 \sin. 16^0\ 8'} = $ '97 oder den Winkel $1^0\ 26'$ ein, daher ist denn

$\varphi = 8^0\ 34'$ der Krümmungswinkel des einen Schaufelstückes, der entsprechende Halbmesser aber ist:

$$a = \frac{r \cos. (\delta - \frac{1}{2}\varphi)}{\cos. \frac{1}{2}\varphi} - \frac{1}{2} d =$$

$$\frac{2{,}45 \cos. 11^0\ 51'}{\cos. 4^0\ 17'} - 0{,}0505 = 2{,}3541 \text{ Fuß}.$$

Der Halbmesser des zweiten Stückes der Radschaufel beträgt:

$$a_1 = \frac{r^2 - r_1{}^2 - r d \cos. \delta + \frac{1}{4} d^2}{2 (r \cos. \delta + r_1 \cos. \beta) - d} =$$

$$\frac{2{,}785 - 0{,}2377}{3{,}476 - 0{,}101} = \frac{2{,}5573}{3{,}375} = 0{,}755'.$$

Der entsprechende Krümmungswinkel ist $\varphi_1 = 180^0 - \beta - \delta + \sigma - \tau$, wo $\tang. \sigma = \frac{a_1 \sin. \beta}{r_1 + a_1 \cos. \beta}$ und $\tang. \tau = \frac{a_1 \sin. \delta}{r - a_1 \cos. \delta}$, in Zahlen: $\varphi_1 = 70^0 - 16^0, 8' + 24^0, 42' - 6^0, 56' = 71^0\ 38'$.

Die vorstehenden Untersuchungen haben uns die nöthigen Elemente zur Construction der Turbine für die gegebene Wasserkraft geliefert, und es bleibt daher nur noch die Ausmittelung der effectiven Leistung dieser Maschine übrig. Die absolute Geschwindigkeit des austretenden Wassers ist $w = 2\ c_2 \sin. \frac{1}{2}\ \delta = 2 \cdot 17{,}15 \sin. 8^0\ 4' = 4{,}813'$, daher der entsprechende Gefällverlust $= \frac{w^2}{2\ g} = 0{,}016 \cdot 4{,}813^2 = 0{,}371'$; ferner der Gefällverlust, herbeigeführt durch die Hindernisse in dem Leitschaufelapparate $= 0{,}18 \frac{c^2}{2\ g} = 0{,}18 \cdot 0{,}016 \cdot 12{,}13^2 = 0{,}424'$.

Der Gefällverlust, welcher den hydraulischen Widerständen entspricht, ergiebt sich durch folgende umständlichere Untersuchung. Aus einer genauen Zeichnung

und mit Hülfe der obigen Rechnung ergiebt sich, daß ein Radcanal aus zwei Theilen besteht, wovon der eine 0,11 weit und 0,2 lang ist, einen Halbmesser von 2,35 Fuß und einen Centriwinkel von $4\frac{1}{2}^0$ hat, der andere aber 0,21 Fuß weit und 0,95 lang ist, einen Krümmungshalbmesser von 0, 755' und einen Centriwinkel von 71^0 38' hat. Hieraus bestimmt sich der Widerstandscoefficient für das kleinere Stück.

$\xi_1 = 0{,}124 + 3{,}104 \left(\frac{d}{2\,a}\right)^{\frac{7}{2}} = 0{,}124 + 3{,}104$ $\left(\frac{0{,}11}{4{,}71}\right)^{\frac{7}{2}} = 0{,}124$, und für das größere: $\xi_1 =$ $0{,}124 + 3{,}104 \cdot \left(\frac{0{,}21}{1{,}51}\right)^{\frac{7}{2}} = 0{,}127$, ferner das Winkelverhältniß für das erste Stück $\frac{\varphi}{\pi} =$ $\frac{4{,}5}{180} = 0{,}025$ und für das zweite $= \frac{71{,}63}{180}$ $= 0{,}398$, ferner das Querschnittverhältniß für das erste Stück: $\frac{F_2}{n\,d\,e} = \frac{1{,}748}{36 \cdot 0{,}11 \cdot 0{,}4808}$ $= 0{,}918$ und für das zweite Stück $= \frac{1{,}748}{36 \cdot 0{,}21 \cdot 0{,}4808}$ $= 0{,}481$, daher ergiebt sich der Coefficient des ganzen Krümmungswiderstandes: $\varkappa_1 = 0{,}124 \cdot 0{,}025$ $\cdot\, 0{,}918^2 + 0{,}127 \cdot 0{,}398 \cdot 0{,}481^2 = 0{,}0026$ $+ 0{,}0117 = 0{,}0143$.

Ferner ist der Reibungscoefficient für das erste Röhrenstück $\xi_2 = 0{,}0144 + 0{,}0169 \sqrt{\frac{n\,d\,e}{Q}}$ $= 0{,}0144 + 0{,}0169 \sqrt{\frac{36 \cdot 0{,}11 \cdot 0{,}4808}{30}} =$ $0{,}0187$, und für das zweite $= 0{,}0144 + 0{,}0169$

$\sqrt{\frac{36 \cdot 0{,}21 \cdot 0{,}4808}{30}} = 0{,}0203$, und ferner ist das Verhältniß $\left(\frac{d + e}{2\,d\,e}\right)$ l für das erste Stück $=$ $\frac{0{,}5908 \cdot 0{,}2}{2 \cdot 0{,}11 \cdot 0{,}4808} = 1{,}117$, und für das zweite $=$ $\frac{0{,}6908 \cdot 0{,}95}{2 \cdot 0{,}21 \cdot 0{,}4808} = 3{,}250$; hieraus folgt nun der Reibungscoefficient für den ganzen Canal:

$\varkappa_2 = 0{,}0187 \cdot 1{,}117 \cdot 0{,}918^2 + 0{,}0203 \cdot 3{,}250 \cdot 0{,}481^2 = 0{,}0176 + 0{,}0152 = 0{,}0328$. Endlich ergiebt sich der Coefficient für die sämmtlichen Hindernisse in einem Radcanale: $\varkappa = \varkappa_1 + \varkappa_2 = 0{,}0143 + 0{,}0328 = 0{,}0471$ und der entsprechende Verlust an Gefälle: $= \varkappa \cdot \frac{v_2}{2g} = 0{,}0471 \cdot 0{,}016 \cdot 17{,}15^2 = 0{,}222$ Fuß. Die oben gefundenen drei Gefäll- oder Druckhöhenverluste betragen $= 0{,}371 + 0{,}424 + 0{,}222 = 1{,}017$ Fuß; daher bleibt auch von der ganzen disponiblen Leistung $Q\,h\,g = 30 \cdot 5 \cdot 66 = 9900$ Fußpfund, nur die Nutzleistung $= P\,v = 30 \cdot (5 - 1{,}017) \cdot 66 = 7886$ Fußpfund übrig. Einen kleinen Theil hiervon consumirt aber noch die Zapfenreibung. Wenn das Gewicht des armirten Wasserrades $=$ 2000 Pfund, und wenn der Zapfenhalbmesser $= 1\frac{1}{2}$ Zoll beträgt, der Reibungscoefficient aber $= 0{,}075$ angenommen wird, so hat man noch die von der Achsenreibung consumirte Arbeit $= \frac{r_2}{r_1} f G v_1 =$ $\frac{1}{8 \cdot 1{,}8} \cdot 0{,}075 \cdot 2000 \cdot 12{,}71 = 132$ Fußpfund, demnach bleibt die effective Leistung $L = 7886 - 132 = 7754$ Fußpfund $= 15\frac{1}{4}$ Pferde-

kräfte. Rechnet man noch $\frac{1}{2}$ Fuß Gefällverlust für das Freistellen, so erhält man den Wirkungsgrad des Rades:

$$\eta = \frac{L}{Q\ h\ \gamma} = \frac{7754}{30 \cdot 55 \cdot 66} = 0{,}712.$$

§. 30.

Turbinen ohne Leitschaufeln.

Die Dimensionsverhältnisse der Turbinen ohne Leitschaufeln sind nur zum Theil wie die der Turbinen mit Leitschaufeln zu ermitteln. Der Winkel α ist hier 90^0, der Winkel β aber wird 150^0 bis 160^0 genommen, um einen möglichst kleinen Druck (x) an der Uebergangsstelle zu erhalten. Das Verhältniß $v = \frac{r}{r_1}$ zwischen den Halbmessern nimmt man nur 1,15 bis 1,30, da wegen des großen Werthes von β sonst die Schaufeln zu lang ausfallen würden. Um den Arbeitsverlust bei'm Eintritt in das Rad möglichst herabzuziehen, läßt man das Wasser nur mit 2 Fuß Geschwindigkeit zutreten, und macht deshalb den inneren Halbmesser r_1 nur $04 \sqrt{Q}$, also den äußeren $r = v\ r_1 = 0{,}4\ v \sqrt{Q}$.

Die vortheilhafteste Umdrehungsgeschwindigkeit ist aber nach einer anderen Regel zu bestimmen, da die Formel:

$$v_1 = \sqrt{\frac{2\ g\ h}{\frac{2 \sin.\beta \cos.\alpha}{\sin.(\beta - \alpha)} + \zeta\left(\frac{\sin.\beta}{\sin.(\beta - \alpha)}\right)^2 + \varkappa\left(\frac{r}{r_1}\right)^2}},$$

welche hier in $v_1 = \sqrt{\frac{2\ g\ h}{\xi \cdot \text{tang.}\ \beta^2 + \varkappa\left(\frac{r}{r_1}\right)^2}}$

übergeht, noch zu große Werthe giebt. Der Grund hiervon liegt aber darin, daß die Bedingung, die absolute Ausflußgeschwindigkeit Null zu machen, wegen Hinzutritt der Nebenhindernisse, streng genommen, gar nicht auf die Maximalleistung führt und sie nur bei den Turbinen ohne Leitschaufeln, sowie bei allen Turbinen, wo α nahe 90^0 ist, der Einfluß der Nebenhindernisse auf den Gang des Rades zu groß ausfällt, als daß $w = o$, oder $v = c_2$ gesetzt werden könnte. Um für diese Räder die vortheilhafteste Geschwindigkeit zu finden, schlagen wir aber folgenden Weg ein. Wir haben schon oben $(1 + \varkappa)\, c_2{}^2 = 2\, g\, h + v^2 - 2\, c\, v_1 \cos.\, \alpha - \xi\, c^2$ gefunden, und können nun hier, da $\cos.\, \alpha = \cos.\, 90^0 = 0$ und $c = \frac{v_1 \sin.\, \beta}{\sin.\, (\beta - 90)} = - v_1 \text{tang.}\, \beta = - \frac{r_1}{r} v \text{ tang.}\, \beta$ ist, setzen:

$$(1 + \varkappa)\, c_2{}^2 = 2\, g\, h + v_2 \left[1 - \xi \left(\frac{r_1}{r}\right)^2 \text{tang.}\, \beta^2\right];$$

also die Austrittsgeschwindigkeit selbst:

$$c_2 = \sqrt{\frac{2\, g\, h + v^2 \left[1 - \xi \left(\frac{r_1}{r}\right)^2 \text{tang.}\, \beta^2\right]}{1 + \varkappa}}.$$

Hiernach ist nun das verlorene Gefälle:

$$y = \frac{c_2{}^2 + v^2 - 2\, c_2\, v \cos.\, \delta + \varkappa\, c_2{}^2 + \xi\, c^2}{2\, g}$$

$$= \frac{(1 + \varkappa)\, c_2{}^2 + v^2 \left[1 + \xi \left(\frac{r_1}{r}\right)^2 \text{tang.}\, \beta^2\right] - 2\, v\, c_2 \cos.\, \delta}{2\, g}$$

$$= \left(2gh + 2v^2 - 2v\cos.\delta \sqrt{\frac{2gh + v^2\left[1 - \xi\left(\frac{r^1}{r}\right)^2 \operatorname{tang.}\beta^2\right]}{1+\varkappa}}\right)\frac{1}{2g}$$

$$= h - \left(v\cos.\delta \sqrt{\frac{2gh + v^2\left[1 - \xi\left(\frac{r_1}{r}\right)^2 \operatorname{tang.}\beta^2\right]}{1+\varkappa}} - v^2\right) \cdot \frac{1}{g},$$

und sonach die zu erwartende Radleistung

$$L = \left(v\cos.\delta \sqrt{\frac{2gh + v^2\left[1 - \xi\left(\frac{r_1}{r}\right)^2 \operatorname{tang.}\beta^2\right]}{1+\varkappa}} - v^2\right)\frac{Q\gamma}{g}.$$

Bezeichnen wir $1 - \xi\left(\frac{r_1}{r}\right)^2 \operatorname{tang.}\beta^2$ durch ψ und $\frac{\sqrt{1+\varkappa}}{\cos.\delta}$ durch φ, so erhalten wir einfacher $L = (v\sqrt{2gh + \psi v^2} - \varphi v^2)\frac{Q\gamma}{\varphi g}$.

Damit dieser Werth ein Maximum gebe, muß aus Gründen des höhern Calculs sein: $\varphi v = \frac{gh + \psi v^2}{\sqrt{2gh + \psi v^2}}$, oder wenn wir das Verhältniß der Geschwindigkeitshöhe

$\frac{v^2}{2g}$ zur Druckhöhe h, also $\frac{v^2}{2gh}$, durch χ bezeichnen, $\frac{\frac{1}{2} + \psi \chi}{\sqrt{\chi + \psi \chi^2}} = \varphi$, und hiernach $\chi = \frac{\varphi - \sqrt{\varphi^2 - \psi}}{2 \psi \sqrt{\varphi^2 - \psi}}$. Hat man hieraus χ bestimmt, so erhält man die Geschwindigkeiten $v = \sqrt{\chi \cdot 2gh}$, $v_1 = \frac{r_1}{r} v$, $c = - v_1$ tang. β und $c_2 = \sqrt{\frac{2gh + \psi v^2}{1 + \varkappa}}$; hieraus aber die Querschnitte $F = \frac{Q}{c}$ und $F_2 = \frac{Q}{c_2}$, endlich noch die Rad- uud Oeffnungshöhe $e = \frac{F}{2 \pi r_1}$.

Die übrigen Radverhältnisse, namentlich aber die Radschaufelconstructionen u. s. w., weichen von den Constructionen bei den Leitschaufelturbinen nicht ab.

Beispiel. Es ist für ein Gefälle von 5 Fuß und für einen Aufschlag von 30 Cubikfuß pr. sec. die Anordnung und Berechnung einer Cadiat'schen Turbine zu vollziehen (vergleiche voriges Beispiel). Nehmen wir $\beta = 150^0$ und $v = 1,2$, ferner $r_1 = 0,4 \sqrt{Q} = 0,4 \sqrt{30} = 2,19$, oder besser 2,25, und demnach $r = 1,2 \cdot 2,25 = 2,70$ Fuß. Setzen wir ferner $\xi = 0,15$, $\varkappa = 0,10$ und $\delta = 16^0$, so erhalten wir $\psi = 1 - \xi \left(\frac{r_1}{r}\right)^2 \cdot \text{tang.}\, \beta^2 = 1 - 0,15 \cdot \frac{(\text{tang. } 30^0)^2}{1,44} = 1 - 0,035 = 0,965$, und $\varphi = \frac{\sqrt{1 + \varkappa}}{\cos. \delta} = \frac{\sqrt{1,1}}{\cos. 16^0}$

$= 1{,}091$ und daher $\chi = \frac{\varphi - \sqrt{\varphi^2 - \psi^2}}{2\,\psi\,\sqrt{\varphi^2 - \psi^2}}$
$= \frac{1{,}091 - 0{,}475}{1{,}93 \cdot 0{,}475} = 0{,}672$ und $\sqrt{\chi} = 0{,}820.$
Hiernach folgt die vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit
$v = \sqrt{\chi \cdot 2\,gh} = 0{,}82 \cdot 7{,}906 \sqrt{5} = 14{,}50'$,
ferner $v_1 = \frac{v}{\nu} = \frac{14{,}50}{1{,}2} = 12{,}08'$, $c = - v_1$
$\text{tang.}\ \beta = 12{,}08\ \text{tang.}\ 30^0 = 6{,}97'$ und
$c_2 = \sqrt{\frac{2\,gh + \psi\,v^2}{1 + \varkappa}} = \sqrt{\frac{312{,}5 + 202{,}9}{1{,}1}}$
$= 21{,}65'$. Nun folgt der Querschnitt $F = \frac{Q}{c}$
$= \frac{30}{6{,}97} = 4{,}304$ Quadratfuß, und der Querschnitt
$F_2 = \frac{Q}{c_2} = \frac{30}{21{,}65} = 1{,}386$ Quadratfuß, hieraus ergiebt sich die Radhöhe: $e = \frac{F}{2\,\pi\,r_1} = \frac{4{,}304}{2 \cdot 2{,}25 \cdot \pi}$
$= 0{,}304'$, und nimmt man nun noch für die Ausmündungen des Rades das Dimensionsverhältniß
$\frac{e}{d} = \frac{2}{1}$, so erhält man die Anzahl der Radschaufeln: $n = \frac{2\,F_2}{e^2} = \frac{2 \cdot 1{,}386}{0{,}304^2} = \frac{2{,}772}{0{,}0924} = 30.$
Nimmt man endlich noch die Schaufelstärke $s = 0{,}017'$, so erhält man für den Austrittswinkel $\sin.\ \delta = \frac{F_2 - n\,e\,s}{2\,\pi\,r\,e} = \frac{1{,}386 - 30 \cdot 0{,}304 \cdot 0{,}017}{2 \cdot 2{,}7 \cdot 0{,}304\,\pi}$
$= \frac{1{,}226}{1{,}6416\,\pi} = 0{,}238$, und hiernach diesen Winkel

selbst: $\delta = 13\frac{3}{4}{}^0$. Da wir oben für $\psi = \frac{\sqrt{1 + \varkappa}}{\cos.\ \delta}$, $\delta = 16^0$ angenommen haben, so ändern sich bei Einführung des oben gefundenen Winkels die Geschwindigkeiten, Querschnitte u. s. w. ein Wenig. Der Wirkungsgrad ist endlich noch

$$\eta = \left(1 - (\varphi^2 - \psi)\frac{v^2}{gh}\right)\frac{1}{\varphi\sqrt{1 + \varkappa}}$$

$$= \left(\frac{1 - 0{,}281 \cdot 178{,}5}{156{,}25}\right)\frac{1}{1{,}116 \cdot 1{,}049} = \frac{1 - 0{,}321}{1{,}17}$$

$$= \frac{0{,}679}{1{,}17} = 0{,}578.$$

Eine Fourneyron'sche Turbine verspricht bei derselben Wasserkraft den Wirkungsgrad $\eta = 0{,}712$.

§. 31.

Schottische Turbinen.

Die schottische Turbine oder das Reactionsrad mit getrennten Radcanälen (Schwungröhren) ist insofern etwas anders, als die Cadiat'sche Turbine zu behandeln, als hier das Wasser entweder ganz oder wenigstens größtentheils mit Stoß in das Rad tritt, und insofern auch hier eine viel größere Auswahl in der Größe und Form der Radcanäle möglich ist, als bei den geschlossenen Rädern. Namentlich kann man hier den Austrittswinkel δ viel kleiner machen, als bei den Turbinen mit Radkränzen. Wegen der kleinern Anzahl ihrer Canäle eignen sie sich vorzüglich zur Aufnahme einer Wasserkraft mit wenig Wasser und großem Gefälle.

Die Weite der Einfallröhre oder des Ausflußreservoirs bestimmt sich zunächst, indem man höch-

stens eine Zuflußgeschwindigkeit von 6′ zuläßt. Dies vorausgesetzt, erhält man $r_1 = \sqrt{\frac{Q}{C\pi}} = 0{,}23\sqrt{Q}$. Den äußern Halbesser r macht man zwei, drei bis vier Mal so groß, als r_1, je nachdem die Anzahl der Schwungröhren 4, 3 oder 2 ist. Die Geschwindigkeiten v, v_1 und c, folglich auch die Querschnitte F_1 und F_2 sind, wie bei den Turbinen ohne Leitschaufeln (siehe weiter oben), überhaupt zu bestimmen. Zuletzt folgt die Radhöhe $e = \frac{F}{2\pi r_1}$ und die äußere Weite der Radcanäle $d = \frac{F_2}{n e}$. Jedenfalls ist aber bei der Bestimmung von v oder $\chi = \frac{v^2}{2gh}$, der Widerstandscoefficient ξ bei'm Eintritte größer, als 0,15 zu nehmen, da ein schwacher Stoß bei den in so sehr verschiedenen Richtungen in das Rad eintretenden Strahlen nicht zu vermeiden ist; wir können vielleicht, ohne einen beträchtlichen Fehler befürchten zu müssen, $\xi = 0{,}20$ setzen. Da auch die Schwungröhren sehr lang ausfallen, so müßte auch $\varkappa$ viel größer, als bei den Radturbinen ausfallen, wenn nicht dieses ungünstige Verhältniß durch die größere Weite dieser Röhren etwas wieder ausgeglichen würde, jedoch möchte $\varkappa$ mindestens $= 0{,}15$ zu nehmen sein.

Die Schwungröhrenachse **A B D**, Figur 35, krümmt man, in der Regel, nach einer archimedischen Spirallinie, doch kann man sie auch aus zwei Kreisbögen **AB** und **BD** zusammensetzen. Zu diesem Zwecke theilt man den Umfang des Ausflußapparates in so viel gleiche Theile, als das Rad Schwungröhren enthalten soll, hier, z. B., in drei

und zieht nun aus jedem dieser Puncte eine Gerade, wie, z. B., **AS**, welche um den Winkel β von der entsprechenden Tangente, oder um **SAC** $= 270^0 - \beta^0 = 90^0 + \beta^0$ vom entsprechenden Halbmesser **CA** abweicht. Ferner beschreibt man mit dem äußern Halbmesser **CD** $= r$ einen Kreis und theilt auch diesen in so viel gleiche Theile, als Schwungröhren anzubringen sind, jedoch so, daß zwischen je zwei Puncten **A** und **D** beider Umfänge ein Centriwinkel von circa 135, 150 oder 180° enthalten ist, je nachdem die Anzahl der Schwungröhren 4, 3 oder 2 beträgt. Nachdem man nun die Achsenrichtung **DT** so gelegt hat, daß sie um circa 80° von dem zugehörigen Halbmesser **CD** abweicht, findet man die Mittelpuncte **M** und **O** der die Achse **ABD** bildenden Bögen **AB** und **BD**, indem man die Winkel **SAD** und **TDA** durch die Geraden **AB** und **DB** halbirt, **ST** parallel mit **AD** zieht und **AM** rechtwinkelig zu **AS**, **BO** rechtwinkelig auf **ST** und **DO** winkelrecht auf **DT** errichtet. Die Richtigkeit oder Zulässigkeit dieses Verfahrens leuchtet sogleich ein, wenn man erwägt, daß durch die Theilung der Winkel **SAD** und **TDA** und durch das Legen der Parallelen **ST** die Winkel **MBA** und **MAB**, und also auch die Geraden **MA** und **MB** einander gleich gemacht worden, und daß ebenso Gleichheit zwischen den Winkeln **ODB** und **OBD**, und also auch zwischen den Linien **OB** und **OD** hergestellt worden ist. Um nun die Umgrenzung der Röhre zu finden, macht man **DG** $=$ **DH** $=$ der halben Mündungsweite $\frac{d}{2}$, ferner **FN** $=$ **KN** und zieht nun die Bögen **HK** und **GF** so, daß die Weite **GH** allmählig in **FK** übergeht u. s. w.

Beispiel. Es ist für eine Wasserkraft von 150′ Gefälle und $1\frac{1}{2}$ Cubikfuß Aufschlag pr. sec. die Anordnung und Berechnung einer schottischen Turbine auszuführen. Zuerst ist der innere Radhalbmesser $r_1 = 0,23 \sqrt{Q} = 0,23 \sqrt{1,5} = 0,282'$; nehmen wir indessen denselben $= 0,3'$ und die Weite der Einfallröhre $= 0,75'$; bringen wir ferner nur zwei Schwungröhren in Anwendung und machen wir deshalb den äußern Radhalbmesser $r = 4 \cdot r_1 = 1,2'$; nehmen wir noch $\beta = 150^0$ und $\delta = 10^0$, und setzen wir $\varkappa = 0,15$, sowie $\xi = 0,25$; hiernach also $\psi = 1 - 0,25 \cdot \left(\frac{r_1}{r}\right)^2$ tang. $\beta^2 = 1 - 0,25 \cdot \frac{1}{16}$ (tang. $30^0)^2 = 1 - 0,0052 = 0,9948$, und $\varphi = \frac{\sqrt{1+\varkappa}}{\cos.\ \delta} = \frac{\sqrt{1,15}}{\cos.\ 10^0} = 1,0890$. Von dem Gefälle $h = 150'$ verbraucht die Reibung des Wassers in der 0,75′ weiten und vielleicht 200′ langen Einfallröhre den Theil

$$z = 0,0213 \cdot 0,016 \cdot \left(\frac{4}{\pi}\right)^2 \cdot \frac{lQ^2}{d^5}$$

$$= 0,0003408 \cdot \left(\frac{4}{\pi}\right)^2 \cdot \frac{200 \cdot 1,5^2}{0,75^5}$$

$$= 0,0003408 \cdot 1,621 \cdot \frac{200 \cdot 256}{27} = 0,03408$$

$\cdot\ 1,621 \cdot \frac{512}{27} = 1,05'$, daher dürfen wir auch nur das Gefälle 148,95′ in Rechnung bringen. Das vortheilhafteste Geschwindigkeitsverhältniß ist nun

$$\chi = \frac{\varphi - \sqrt{\varphi^2 - \psi}}{2\psi\sqrt{\varphi^2 - \psi}} = \frac{1,089 - \sqrt{1,1858 - 0,9948}}{1,9896\sqrt{0,191}}$$

$= \frac{1,089 - 0,437}{0,8695} = 0,750.$ Daher folgen die Geschwindigkeiten:

$v = \sqrt{\chi\, 2\, gh} = \sqrt{0,75 \cdot 62,5 \cdot 148,95}$ $= 83,56'$, $v_1 = \frac{v}{4} = 20,89'$,

$c = - v_1 \text{ tang. } \beta = 20,89 \text{ tang. } 30^0 = 12,06'$; und

$c_2 = \sqrt{\frac{2\,gh + \psi\, v^2}{1 + \varkappa}} = \sqrt{\frac{9309,4 + 6945,8}{1,15}}$

$= 118,89'$. Nun folgen die Querschnitte: $F = \frac{Q}{c}$ $= \frac{1,15}{12,06} = 0,1244$ Quadratfuß, und $F_2 = \frac{Q}{c_2}$ $= \frac{1,5}{118,89} = 0,01262$ Quadratfuß; hieraus ergiebt sich wieder die Radhöhe $e = \frac{F}{2\pi\, r_1} = \frac{0,1244}{0,6 \cdot \pi}$ $= 0,066'$, und endlich die Mündungsweite $d = \frac{F_2}{n\,e}$ $= \frac{0,01262}{2 \cdot 0,066} = \frac{0,01262}{0,132} = 0,0956' = 1,15$ Zoll.

Um ein größeres Verhältniß $\frac{e}{d}$ zwischen den Mündungsseiten zu erhalten, müßte man mehr Schwungröhren in Anwendung bringen; da jedoch die Schwungröhren sehr lang sind, so ist selbst bei diesem Verhältnisse ein voller Ausfluß zu erwarten.

Der Wirkungsgrad des Rades ohne Hinsicht auf Zapfen- und Einfallröhrenreibung ist nun

$$\eta = \left[1 - (\varphi^2 - \psi)\, 2\, \chi\right] \frac{1}{\varphi \sqrt{1 + \varkappa}}$$

$$= (1 - 0,191 \cdot 1,5) \frac{1}{1,089 \cdot 1,07} = \frac{0,7135}{1,167} = 0,611.$$

Bei den Reactionsrädern, wo die Achsen der Schwungröhren radial an das Reservoir anstoßen,

findet ein Stoß des Wassers bei seinem Eintritte in das Rad und ein entsprechender Arbeitsverlust Statt, und sind diese Röhren auch nicht einmal gekrümmt, sondern tritt das Wasser durch Seitenmündungen aus den Schwungröhren, so findet auch ein Stoß des Wassers gegen die Endflächen der Schwungröhren Statt, der einen zweiten Arbeitsverlust zur Folge hat. Da indessen jetzt, in der Regel, Räder mit gekrümmten Schwungröhren angewendet werden, so wollen wir in Folgendem nur den Verlust bei'm stoßweisen Eintritte in das Rad in Betracht ziehen. Die Ausflußgeschwindigkeit ist hier bestimmt durch die Formel

$$(1 + \varkappa)\, c_2^2 = 2\, g\, x + c^2 + v^2 - v_1^2,$$

oder da $2\, g\, x + c^2 = 2\, g\, h - \xi\, c^2$ ist, durch

$$\text{nach } c_2 = \sqrt{\frac{2\, g\, h - \xi\, c^2 + \left[1 - \left(\frac{r_1}{r}\right)^2\right] v^2}{1 + \varkappa}}$$

Die dem Arbeitsverluste des Rades entsprechende Geschwindigkeitshöhe ist, da das Wasser bei'm Eintritte in das Rad plötzlich noch die Tangentialgeschwindigkeit v_1 annehmen muß,

$$y = (c_2{}^2 + v^2 - 2\, c_2\, v \cos.\, \delta + v_1{}^2 + \varkappa\, c_2{}^2 + \xi\, c^2) \cdot \frac{1}{2\,g}$$

$$= \left((1 + \varkappa)\, c_2{}^2 + \xi\, c^2 + v^2 \left[1 + \left(\frac{r_1}{r}\right)^2\right] - 2\, v\, c_2 \cos.\, \delta\right) \cdot \frac{1}{2\,g}$$

$$= \left(g\,h + v^2 - v \cos.\, \delta \sqrt{\frac{2\,g\,h - \xi\, c^2 + \left[1 - \left(\frac{r_1}{r}\right)^2\right] v^2}{1 + \varkappa}}\right) \cdot \frac{1}{g},$$

und sonach folgt die effective Radleistung

$$L = \left(v \cos.\, \delta \sqrt{\frac{2\,g\,h - \xi\, c^2 + \left[1 - \left(\frac{r_1}{r}\right)^2\right] v^2}{}} - v^2\right) \frac{Q\,\gamma}{g}$$

$= (v \sqrt{2\,g\,h - \xi\, c^2 + \psi\, v^2} - \varphi\, v^2) \frac{Q\,\gamma}{\varphi\, g}$, wenn $1 - \left(\frac{r_1}{r}\right)^2$ durch ψ und $\frac{\sqrt{1 + \varkappa}}{\cos.\, \delta}$ durch φ bezeichnet wird.

Genau findet man das vortheilhafteste Geschwindigkeitsverhältniß $\sqrt{\chi} = \frac{v}{\sqrt{2\,g\,h - \xi\, c^2}}$

durch die Formel $\chi = \frac{\varphi - \sqrt{\varphi^2 - \psi}}{2\,\psi\,\sqrt{\varphi^2 - \psi}}$, welches übrigens für $\varkappa = 0$, $\xi = 0$ und $\delta = 0$, also für $\varphi = 1$, in $\chi = \frac{1 - \sqrt{1 - \psi}}{2\,\psi\,\sqrt{1\,\psi}}$

$$= \frac{1 - \frac{r_1}{r}}{2\left[1 - \left(\frac{r_1}{r}\right)^2\right]\frac{r_1}{r}} = \frac{r}{2\,r_1\left(1 + \frac{r_1}{r}\right)}$$

$= \frac{r^2}{2\,r_1\,(r + r_1)}$ übergeht. Der Wirkungsgrad ist im letztern Falle $\eta = \frac{v}{gh}(\sqrt{2gh - \xi c^2 + \psi v^2} - v)$ $= \frac{r}{r + r_1}$, also um so größer, je länger die Schwungröhren in Beziehung auf die Weite des Zuflußreservoirs sind.

Hiernach bestimmt sich $v = \sqrt{\chi(2gh - \xi c^2)}$ und $v_1 = \frac{r_1}{r}\,v$, sowie

$$c_2 = \sqrt{\frac{2gh - \xi c^2 + \psi v^2}{1 + \varkappa}}, \text{ und } F_2 = \frac{Q}{c_2}.$$

Um den Widerstand bei'm Eintritte möglichst klein zu erhalten, macht man $\frac{F_2}{F}$ klein, also F groß; am besten aber so groß, daß die Geschwindigkeit c bei'm Eintritte in den beweglichen Radkörper nicht größer ausfällt, als die des zufließenden Wassers; und um dies zu erreichen, macht man den ringförmigen Querschnitt der Einmündung gleich dem Querschnitte des Zuleitungsrohres, d. i. $2\,\pi\,r_1\,e - \pi\,r_1^2$,

also die Radhöhe e = dem halben Halbmesser des Reservoirs. Endlich ergiebt sich hieraus noch die Weite der Ausmündungen des Rades: $d = \frac{F_2}{n e}$.

Beispiel. Wenn wir bei der schottischen Turbine zwei radial ein- und beinahe tangential ausmündende Schwungröhren anwenden, so können wir zwar wieder $\varkappa = 0,15$, müssen aber, da wir die Wirkung des Stoßes besonders berücksichtigen, ξ nur $= 0,10$, oder, mit Berücksichtigung der Reibung des Wassers in der Einfallröhre, $\xi = 0,10 + 0,0213 \cdot \frac{200}{0,75} = 0,10 + 5,68 = 5,78$ annehmen, und bekommen nun den Gefällverlust vor dem Eintritte in das Rad $= \xi \frac{c^2}{2g} = 5,78 \cdot 0,016 \cdot \left(\frac{4}{\pi}\right)^2 \cdot \frac{Q^2}{d^4} = 1,07'$, und daher das wirksame Gefälle: $h - \xi \frac{c^2}{2g} = 148,93'$. Nehmen wir δ wieder 10^0 an, so erhalten wir wieder $\frac{\sqrt{1 + \varkappa}}{\cos. \delta} = \frac{\sqrt{1,15}}{\cos. 10^0} = 1,0890$, dagegen aber $\psi = 1 - (\frac{1}{4})^2 = \frac{15}{16}$ und hiernach ist das vortheilhafteste Geschwindigkeitsverhältniß:

$$\chi = \frac{\varphi - \sqrt{\varphi^2 - \psi}}{2 \psi \sqrt{\varphi^2 - \psi}}$$

$$= \frac{1,089 - \sqrt{1,1858 - 0,9375}}{2 \cdot 0,9375 \sqrt{0,2483}} = \frac{1,089 - 0,4983}{1,875 \cdot 0,4983}$$

$$= \frac{0,5907}{1,875 \cdot 0,4983} = 0,6322, \text{ und } \sqrt{\chi} = 0,795.$$

Jetzt folgt die äußere Radgeschwindigkeit $v = 0,795$

$\sqrt{2\,g\,h - \xi\,c^2} = 0{,}795 \cdot 7{,}906 \sqrt{148{,}93} = 76{,}88'$, dagegen die innere $v_1 = \frac{v}{4} = 19{,}22'$, ferner die Ausflußgeschwindigkeit

$$c_2 = \sqrt{\frac{2\,g\,h - \xi\,c^2 + \psi\,v^2}{1 + \varkappa}}$$

$$= \sqrt{\frac{62{,}5 \cdot 148{,}93 + 0{,}9375 \cdot 76{,}88^2}{1{,}15}} = 113{,}52',$$

und der entsprechende Querschnitt $F_2 = \frac{Q}{c_2} = \frac{1{,}5}{113{,}52} = 0{,}01321$ Quadratfuß. Die Radhöhe ist $\frac{r_1}{2} = 0{,}15' = 1{,}8''$, und daher die Weite einer Radmündung: $d = \frac{F_2}{n\,e} = \frac{0{,}01321}{2 \cdot 0{,}15} = 0{,}04403 = 0{,}528''$. Die disponible Wasserkraft ist $Q\,h.\gamma = 1{,}5 \cdot 150 \cdot 66 = 14850$ Fußpfund $= 29{,}12$ Pferdekräfte; die effective Leistung aber

$$L = \left(v \sqrt{\frac{2\,g\,h - \xi\,c^2 + \psi\,v^2}{\varphi^2}} - v^2\right) \frac{Q\,\gamma}{g} = (c_2\,v\,\cos.\,\delta - v^2)\,\frac{Q\,\gamma}{g} = (113{,}52\,\cos.\,10^0 - 76{,}88) \cdot \frac{76{,}88 \cdot 1{,}5 \cdot 66}{g} = 34{,}92 \cdot 76{,}88 \cdot 3{,}168 = 8505 \text{ Fußpfund}.$$

Wenn nun noch die Zapfenreibung bei einem Radgewichte von 900 Pfund und einem Zapfenhalbmesser von $\frac{3}{4}''$ die Arbeit $\frac{2}{3} \cdot \frac{3\;v_1}{4 \cdot 3{,}6} \cdot f\,G = 2{,}67 \cdot 67{,}5 = 180$ Fußpfund consumirt, so bleibt die Nutzleistung $8505 - 180 = 8325$ Fußpfund übrig,

und es fällt der Wirkungsgrad des Rades: $\eta = 8325 : 14850 = 0{,}56$ aus, der jedoch wegen des Wasserverlustes 2c. vielleicht auf 0,53 reducirt wird.

§. 32.

Vergleichung der Turbinen.

Stellen wir in Folgendem eine Vergleichung der Fourneyron'schen, Cadiat'schen und Whitelaw'schen Turbinen untereinander an. Jedenfalls ist die Turbine mit Leitschaufelapparat die mechanisch vollkommnere Construction, da durch dieselbe dem Wasser beinahe alles Arbeitsvermögen (durch Gleichmachung von c_2 und v) entzogen werden kann, was bei den Turbinen ohne diesen Apparat nicht möglich ist. Mit Berücksichtigung aller Nebenverhältnisse erfordern alle drei Turbinen ziemlich eine und dieselbe Radgeschwindigkeit, nämlich $v = 0{,}7 \sqrt{2\,g\,h}$ bis $\sqrt{2\,g\,h}$, um die Maximalleistung hervorzubringen; nur sind diese Maximalleistungen verschieden, nämlich bei den Fourneyron'schen Turbinen circa 0,75, bei den Cadiat'schen 0,65 und bei den Whitelaw'schen nur 0,50 bis 0,60 Procent der Totalleistung. Diese Verhältnisse verändern sich jedoch mit der Größe des Aufschlages; während bei einer Whitelaw'schen Turbine durch eine Veränderung der Ausmündungen der Wirkungsgrad sich nicht wesentlich ändert, fällt derselbe bei den übrigen Turbinen bedeutend kleiner aus, sowie die Schütze bei einem schwächern Aufschlage tiefer gestellt wird. Uebrigens findet zwischen den übrigen Turbinen noch der Unterschied Statt, daß bei einer äußern Schütze der Ausfluß stets voll bleibt, bei einer innern Schütze aber, wenn dieselbe ungefähr die halbe Radhöhe be-

deckt, die Radcanäle von dem Wasser nicht vollständig gefüllt werden.

Was den Wasserverlust anlangt, welcher durch die ringförmigen Spalten zwischen Rad und Schütze u. s. w. erfolgt, so ist dieser bei den Fourneyron'schen Turbinen am kleinsten, größer bei den Whitelaw'schen und noch größer bei den Cadiat'schen Turbinen, weil der innere Wasserdruck bei den ersteren Turbinen, zumal bei besseren Constructionen, den Atmosphärendruck nicht viel übertrifft, bei den letzteren Turbinen dieser Druck aber, in der Regel, ziemlich groß ist, und diese Räder ohnedies eine Spalte (bei der Schütze) noch mehr haben, als die anderen Turbinen. Uebrigens sind die Turbinen ohne Leitschaufelapparat, und zumal die Whitelaw'schen, jedenfalls einfacher und leichter vortheilhaft zu construiren, als die Fourneyron'schen mit Leitschaufeln, die überdies noch durch fremdartige Körper, welche durch das Aufschlagwasser zugeführt werden, in ihrer vortheilhaften Nutzleistung mehr gestört werden können, als die ersteren Räder.

Im Allgemeinen läßt sich behaupten, daß die Turbinen von Fourneyron und Cadiat vorzüglich zur Benutzung von kleinen oder mittleren Gefällen (unter 30') und von großen Aufschlagmengen, die schottischen Turbinen aber mehr zur Verwendung hoher Gefälle und kleiner Wassermengen sich eignen.

Bei den Turbinen ohne Leitschaufelapparat, namentlich, wenn dieselben ein hohes Gefälle haben, besitzt das abfließende Wasser noch eine große absolute Geschwindigkeit $w = c_2 - v$ (vergleiche die letzten Beispiele) und es wird dadurch dem Rade selbst ein beachtungswerther Theil von mechanischer Leistung entzogen. Dieser Verlust läßt sich aber beseitigen oder sehr ermäßigen, wenn man die lebendige

Kraft des abfließenden Wassers zum Umtriebe eines zweiten Rades verwendet. Der Maschineninspector Althans auf der Eisenhütte Sayn hat eine derartige Construction ausgeführt bei einer Lohmühle zu Vallendar bei Ehrenbreitstein, und aus Figur 36 ist die wesentliche Einrichtung derselben zu ersehen. **AEA** ist ein gewöhnliches Reactionsrad mit vier krummen Schwungröhren und 120′ Gefälle, und **BB** ist ein größeres Schaufelrad, welches durch das aus **AA** ausfließende Wasser in Umdrehung gesetzt wird. Da beide Räder in umgekehrten Richtungen umlaufen, so sind sie noch durch ein besonderes Räderwerk miteinander in Verbindung zu setzen. Uebrigens gewährt das äußere Rad noch den Vortheil, daß es mit als Schwungrad dient und dadurch einen gleichförmigeren Gang in die ganze Maschine bringt.

§. 33.

Versuche an Turbinen.

Versuche über die Leistungen der zuletzt betrachteten Turbinen mit Ausströmung von innen nach außen sind zwar in großer Anzahl bekannt gemacht worden, nur möchte nicht allen Angaben hierüber das nöthige Vertrauen geschenkt werden können. Mit diesen in manchen Beziehungen so vortrefflichen Maschinen Wirkungsgrade von 0,85 bis 0,90 erlangt haben zu wollen, ist geradezu zu widerlegen und, gelinde beurtheilt, nur Täuschungen zuzuschreiben. Da dem Ausflusse des Wassers durch die vollkommenste Mündung ein Geschwindigkeitscoefficient $\varphi = 0,97$ zukommt, so findet schon bei'm Eintritte in das Rad oder in den Leitschaufelapparat der Arbeitsverlust $\left(\frac{1}{\varphi^2} - 1\right) \frac{c^2}{2g} Q\gamma = 0,06 \frac{c^2}{2g} Q\gamma$

Statt; da ferner die Reibung des Wassers in einer Röhre, welche sechs Mal so lang, als weit ist, $0{,}019 \cdot 6 \cdot \frac{v^2}{2g} Q\gamma = 11{,}4 \frac{v^2}{2g}$ Leistung consumirt und ungefähr $\frac{v^2}{2g} = \frac{c^2}{2g} = h$ ist, so bleiben wegen dieser Hindernisse schon nur 83 Procent Leistung übrig; rechnet man nur 2 Procent für den Krümmungswiderstand, 2 Procent wegen des Stoßes an den Schaufelenden und 3 Procent auf das Arbeitsvermögen, welche das abfließende Wasser behält, und nimmt man selbst auf andere Hindernisse, wie, z. B., auf die im Leitschaufelapparate u. s. w. nicht Rücksicht, so bleiden nur 76 Procent Nutzleistung übrig; und wir können gewiß eine Turbine als eine höchst vorzügliche ansehen, wenn dieselbe den Wirkungsgrad 0,75 hat. Es geben aber auch die Versuche von unparteiischen Experimentatoren, wie, z. B., von Morin und Anderen, Wirkungsgrade von diesen Rädern an, welche zwar 0,75 nahe kommen, jedoch diesen Werth nie vollkommen erreichen!

Morin rapportirt die Ergebnisse seiner Versuche in der Schrift: Expériences sur les roues hydrauliques à axe vertical, appelées Turbines, Metz et Paris, 1838. Zunächst handelt er von den Versuchen, welche er an einer Fourneyron'schen Turbine zu Moussay angestellt hat. Dieses Rad hatte 0,85 Meter äußern Durchmesser, 0,11 Meter Höhe, 7,5 Meter Gefälle und 0,738 Cubikmeter Aufschlagwasser pr. sec., machte also eine Wasserkraft von 73,8 Pferdekräften zu Gute. Das allgemeinste Ergebniß dieser Versuche war: das Rad mochte mehr oder weniger unter Wasser gehen, es gab bei 180 bis 190 Umdrehungen pr. min. die

größte Nutzleistung von 69 Procent des ganzen Arbeitsvermögens. War die Umdrehungszahl circa 50 Procent kleiner oder größer, so sank übrigens dieser Wirkungsgrad nur um 7 bis 8 Procent. Hierbei war die Schütze fast vollständig aufgezogen; wurde aber dieselbe bis zur halben Radhöhe niedergelassen, so fiel der Wirkungsgrad um 8 Procent. Bei einem Gange in freier Luft würde dieses Fallen gewiß noch größer gewesen sein.

Nächstdem theilt Morin in der genannten Abhandlung die Resultate seiner ausgedehnten Versuche an einer Turbine in Mühlbach mit. Dieses Kreiselrad hatte 2 Meter äußern Durchmesser und $\frac{1}{3}$ Meter Höhe; sein Gefälle betrug $3\frac{1}{2}$ bis $3\frac{3}{4}$ Meter und sein Aufschlag $2\frac{1}{2}$ Cubikmeter pr. sec.; es nahm also eine disponible Wasserkraft von 117 bis 125 Pferdekräften auf. Bei 50 bis 60 Umgängen pr. min. und bei dem stärksten Schützenzuge gab es die größte Nutzleistung von 0,78, die jedoch, weil Morin bei der Wassermessung einen zu kleinen Ausflußcoefficienten angenommen hat, vielleicht nur 0,75 zu setzen ist. Dieser große Wirkungsgrad verminderte sich auch um 2 bis 4 Procent, wenn die Umdrehungszahl 40 Procent größer oder kleiner war, als die angegebene. Es änderte sich der Wirkungsgrad nicht, wenn das Rad wenig oder tief (1 Meter) unter Wasser ging. Ebenso trat keine Veränderung ein, wenn sich der Aufschlag im Verhältnisse 3 zu 5 veränderte. Auch verminderte sich der Wirkungsgrad mit der Höhe des Schützenstandes so, daß, z. B., bei 0,05 Meter Schützenzug und bei der vortheilhaftesten Umdrehungszahl (58) der Wirkungsgrad nur 0,373 ausfiel. Ueberdies stellte Morin noch besondere Versuche über das Verhältniß $\frac{v}{\sqrt{2gh}}$

an und fand, ganz der Theorie entsprechend, daß dieses Verhältniß mit v (wegen des Einflusses der Centrifugalkraft) wächst, dagegen abnimmt, wenn der Schützenstand ein größerer wird.

Redtenbacher theilt in seiner Schrift „über die Theorie und den Bau der Turbinen und Ventilatoren" noch die Resultate der an einer Turbine zu Siebenen in der Schweiz angestellten Versuche mit. Diese Turbine hatte folgende Dimensionen und Verhältnisse: $r_1 = 0{,}938$ Meter, $r = 1{,}128$ Meter; $h = 1$ Meter; $e = 0{,}254$ Meter; $Q = 0{,}2$ Cubikmeter; $\alpha = 12^\circ$, $\beta = 45^\circ$, $\delta = 10^\circ$ u. s. w. Die Hauptergebnisse der Versuche mit diesem Rade waren aber folgende: Bei'm Schützenzuge $e_1 = 0{,}1$ Meter war die vortheilhafteste Umdrehungszahl 17,5 und der entsprechende größte Wirkungsgrad $\eta = 0{,}464$; war der Schützenzug $e_1 = 0{,}2$ Meter, so trat der größte Wirkungsgrad $\eta = 0{,}646$ bei 21,1 Umdrehungen pr. min. ein, und betrug der Schützenzug $e_1 = 0{,}254$ Meter, so fiel, bei 20,6 Umdrehungen, der Maximalwirkungsgrad nur 0,640 aus. Diese verhältnißmäßig sehr kleinen Wirkungsgrade mißt Redtenbacher wohl mit Recht der zu großen Krümmung der Radschaufeln bei. Uebrigens ging die Turbine in freier Luft.

Außer anderen interessanten Folgerungen, welche Redtenbacher aus den Wirkungen und Verhältnissen der bekannten Fourneyron'schen Turbinen zieht, möge besonders die hervorgehoben werden, daß ein solches Rad bei der Maximalleistung und bei völlig aufgezogener Schütze halb so viel Umdrehungen macht, als wenn es ganz leer, d. i., ohne Arbeit zu verrichten, umläuft.

Die Versuche, welche Combes an seinen Reactionsrädern mit und ohne Leitschaufelapparat ange-

stellt hat, führen ebenfalls auf kleinere Wirkungsgrade. An einem Modellrade ohne Leitschaufeln von 0,14 Meter äußern Durchmesser und mit 25 Schaufeln betrug im günstigsten Falle bei 335 Umdrehungen pr. min. 0,48 Meter Gefälle und 285 Liter Aufschlag pr. min., ihr Wirkungsgrad nur 0,511. Bei einem Modellrade von derselben Größe, mit 20 Leitschaufeln und 30 Radschaufeln und mit den Winkelgrößen $\alpha = 30^0$, $\beta = 90^0$ hat sich höchstens, und zwar bei 0,81 Meter Druckhöhe, 199 Umdrehungen pr. min. und 372 Liter Aufschlag pr. min. der Wirkungsgrad $\eta = 0{,}566$ herausgestellt. An einem Rade im Großen, welches zur Bewegung von Pumpen in Paris verwendet wird, wurde der Wirkungsgrad ebenfalls nur 0,53 gefunden. Dieses Rad hatte einen äußern Durchmesser von 0,97 Meter, eine Höhe von 0,16 Meter, ein Gefälle von 0,91 bis 1,83 Meter und einen Aufschlag zwischen 400 und 85 Liter pr. sec. Die Zahl der Radschaufeln betrug 36, während die Leitschaufeln ganz fehlten und die Zahl der Umdrehungen pr. min. war bei der Maximalleistung von 117,75 Kilogrammmeter = 75.

Ausführliche Versuche mit zwei Fourneyron'schen Turbinen sind auch, nach Morris, in Delaware angestellt worden. (Siehe Journal of the *Franklin* Institute. Dec 1843, auch polytechnisches Centralblatt 1844, Heft X.) Das erste der beiden Versuchsräder hat $4\frac{2}{3}'$ äußern Durchmesser und 8'' Höhe, sein Gefälle betrug circa 6' und sein Aufschlag im Mittel 1700 Cubikfuß pr. min. Der größte Wirkungsgrad von 0,7 stellte sich bei dem größten Schützenzuge von 6 Zoll und bei 52 Umdrehungen oder einer innern Radschaufelgeschwindigkeit $v_1 = 0{,}46\sqrt{2gh}$ heraus. Uebrigens aber

variirte für $v_1 = 0{,}5 \sqrt{2\,g\,h}$ bis $0{,}9 \sqrt{2\,g\,h}$, η nur zwischen den Grenzen 0,64 bis 0,70. Das zweite Rad hatte 4' 5'' äußern Durchmesser, 6'' Höhe, circa $4\frac{1}{2}$' Gefälle und 14 Cubikfuß Aufschlag pr. sec. Es ging unter Wasser und gab bei $4\frac{1}{2}$'' Schützenzug folgende Leistungen. War $v_1 = 25$ bis 30 Procent von $\sqrt{2\,g\,h}$, so ergab sich $\eta = 0{,}63$; war $v_1 = 40$ bis 50 Procent von $\sqrt{2\,g\,h}$, so stellte sich $\eta = 0{,}71$ heraus, bei $\frac{v_1}{\sqrt{2\,g\,h}} = 0{,}45$ oder $u = 49$ bekam man die Maximalleistung, nämlich $\eta = 0{,}75$, bei $\frac{v_1}{\sqrt{2\,g\,h}} = 0{,}5$ bis 0,7, fiel $\eta = 0{,}60$ aus.

Die Angaben über die Leistungen der Cadiat'schen und Whitelaw'schen Turbinen sind meist zu übertrieben, als daß man ihnen hinreichendes Vertrauen schenken könnte.

§. 34.

Fontaine's Turbine.

Die in der neuesten Zeit von Fontaine und Jonval construirten Turbinen weichen insofern von den Fourneyron'schen Turbinen ab, als sich bei ihnen der Leitschaufelapparat nicht neben, sondern über dem Rade befindet, und dadurch das Wasser nicht von innen nach außen, sondern von oben nach unten auf das Rad geführt wird, und nicht am äußern Umfange, sondern an der Grundfläche aus dem Rade tritt. Bei der Bewegung des Wassers von oben nach unten in den ebenfalls durch krumme Schaufeln gebildeten Canälen spielt die Centrifu-

galkraft nur eine untergeordnete Rolle, indem die Schwerkraft an die Stelle derselben tritt. Zwischen der Turbine von Fontaine und der von Jonval findet aber der Unterschied Statt, daß bei jener die Oberfläche des Unterwassers unmittelbar unter oder über dem Rade steht, daß dagegen bei dieser das aus dem Rade strömende Wasser eine Wassersäule über der Oberfläche des Unterwassers bildet, die ebenso auf den Gang des Rades ihren Einfluß ausübt, als wenn sie über dem Rade stünde.

Die Einrichtung einer Fontaine'schen Turbine ist aus Figur 37, 38 und 39, welche dieselbe in einem verticalen Durchschnitte und im Grundrisse vorstellt, zu ersehen. **AA** ist das Rad, **BB** der Radteller, welcher statt der Radarme das Rad mit der hohlen Welle **CCDD** fest verbindet. Damit der Zapfen nicht unter Wasser gehe, endigt sich die Welle **CD** in einem Auge **GG**, durch welches der stählerne Stift **FS** gesteckt ist, der durch die Schraubenmutter **S** tiefer oder höher gestellt werden kann und in einer stählernen Pfanne im Kopfe **F** einer feststehenden Säule **EF** umläuft. Durch eine über dem Auge **G** eingesetzte stehende Welle **H** wird die Umdrehung des Rades fortgepflanzt. Um die stehende Welle gegen das Wasser zu schützen, wird sie, wie bei einer Fourneyron'schen Turbine, mit einem Mantel **ZZ** umgeben. Der Leitschaufelapparat **KK** ist auf die Balken **LL** aufgeschraubt und mit ihm ist auch ein Teller **KMMK** verbunden, der ein cylindrisches Metalllager **MM** enthält, durch das, in Gemeinschaft mit einem höher stehenden Lager **DD**, die Turbinenwelle **CD** während ihrer Umdrehung in sicherem Stande erhalten wird. Die Gestalt einer Leitschaufel **N** und einer Radschaufel **O** ist aus Figur 39 zu ersehen. Zum Reguliren

des Aufschlages dient ein Schützenapparat, welcher aus so vielen einzelnen Stützen P, P . . . besteht, als das Rad Leitschaufeln N, N . . . hat. Diese Schützen sind mit abgerundeten Holzstücken bekleidet und laufen in Nuthen, welche in die cylindrischen Mäntel des Leitschaufelapparates eingelassen sind. Die Schützenstangen P Q, P Q . . . sind durch einen eisernen Ring Q Q fest miteinander verbunden, der durch drei Zugstangen Q R, Q R . . . gehoben oder gesenkt werden kann. Zu diesem Zwecke werden die Enden R, R . . . dieser Stangen schraubenförmig zugeschnitten und Zahnräder T, T . . . aufgesetzt, deren Naben Schraubenmuttern bilden und deren Umfänge durch eine Kette ohne Ende miteinander verbunden sind. Wird nun mit Hülfe einer Kurbel W und mittelst eines Räderwerks UV das eine Rad T in Umdrehung gesetzt, so laufen die übrigen Räder gleichmäßig mit um, und es werden dadurch auch alle drei Zugstangen gleichmäßig angezogen oder niedergelassen.

§. 35.

Jonval's Turbine.

Ansichten einer Jonval'schen Turbine sind in den Figuren 40, 41 und 42 enthalten. Man nennt diese Turbinen wohl auch doppeltwirkende, weil bei ihnen das Wasser durch Druck und Zug (Saugen) zugleich wirkt. A A ist das ebenfalls durch einen Teller mit der stehenden Welle C D verbundene Rad, B B der darüberstehende, in das Aufschlaggerinne E E conisch einmündende Leitschaufelapparat. Das Zapfenlager ruht in einem Gehäuse C, welches durch die Träger F, F unterstützt und festgehalten wird. Die Lage der Leit- oder Rad-

schaufeln, sowie ein Theil des äußern von der Röhre, in welcher das Rad eingeschlossen ist, führt Figur 41 und 42 vor Augen. Um die Oberfläche des Oberwassers ruhig zu erhalten, wird ein hölzerner Schwimmer SS aufgelegt, und um den Gang des Rades zu reguliren, wird eine Schütze G in Anwendung gebracht, die sich durch eine Kurbel und Schraube höher oder tiefer stellen läßt. Je nachdem die Schütze höher oder tiefer steht, fließt natürlich auch mehr oder weniger Betriebswasser in das Unterwasser H ab, kann also auch das Rad mehr oder weniger Arbeit verrichten. Der Ständer LL trägt das Lager für den obern Zapfen der Welle CD und das Lager einer liegenden Welle, auf welche die Umdrehung des Rades mittelst eines conischen Räderwerkes M zunächst übergetragen wird. Bei kleinen Rädern kann das Reservoir, in welchem das Rad eingeschlossen ist, aus gußeisernen Röhren zusammengesetzt werden, bei großen Rädern hingegen muß man es aus Quadern aufmauern.

Man ersieht aus dem soeben Mitgetheilten, daß die Turbinen von Fontaine und von Jonval in den Haupttheilen und in den wesentlichsten Verhältnissen vollkommen übereinstimmen, und kann daher auch leicht ermessen, daß sich für beide eine und dieselbe Theorie entwickeln lassen müsse. Bei beiden Rädern steht das Oberwasser in einer gewissen Höhe h_1 über der Eintrittsstelle in das Rad; was aber das Unterwasser anlangt, so steht dessen Oberfläche bei der Jonval'schen Turbine um eine gewisse Höhe h_2 unter dem Rade, während sie bei der Fontaine'schen Turbine bis zum Rade reicht, oder sogar über dem Rade steht. In Beziehung auf das Reguliren des Ganges beider Turbinen ist noch zu bemerken, daß die Fontaine'sche Turbine mit einer

innern, die Jonval'sche mit einer äußern Schütze ausgerüstet, insofern also jene mit einer Fourneyron'schen und diese mit einer Cadiat'schen Turbine zu vergleichen ist.

§. 36.

Theorie der Fontaine-Jonval'schen Turbine.

Bei Entwickelung der Theorie der Fontaine-Jonval'schen Turbinen wollen wir folgende, mit dem Obigen in möglichster Uebereinstimmung befindliche Bezeichnungen gebrauchen.

Der Neigungswinkel einer Leitschaufel NG gegen den Horizont, oder der sogenannte Eintrittswinkel $NGG_1 = cAv$, Fig. 43, sei $= \alpha$, der Winkel $c_1 Av$, welchen der Radschaufelkopf A mit der Radbewegung einschließt, $= \beta$, und der Winkel DD_1E, unter welchem der Radschaufelfuß D_1 den Horizont schneidet, sei $= \delta$; ferner sei die absolute Eintrittsgeschwindigkeit Ac des Wassers in das Rad $= c$, die dem mittlern Radhalbmesser $r = \frac{r_1 + r_2}{2}$ entsprechende Radgeschwindigkeit $Av = v$, die relative Eintrittsgeschwindigkeit $Ac_1 = c_1$ und die Austrittsgeschwindigkeit $Bc_2 = c_2$. Endlich sei, auch wie früher, F die Summe der Inhalte aller Querschnitte NG_1 des aus dem Leitschaufelapparate strömenden Wassers, F_1 die Summe der oberen Querschnitte $G_1 K$, und F_2 die Summe der unteren Querschnitte DE der Radcanäle.

Ist nun wieder ξ der Coefficient des Widerstandes in den Leitschaufelcanälen und x die den Druck des in das Rad eintretenden Wassers mes-

sende Höhe, so hat man auch hier $(1 + \xi) c^2 = 2g (h_1 - x)$, und mit Berücksichtigung des durch die Höhe a (32,84′) einer Wassersäule zu messenden Atmosphärendruckes: $(1 + \xi) c^2 = 2 g (a + h_1 - x)$.

Für die relative Eintrittsgeschwindigkeit bleibt, wie oben,

$$c_1{}^2 = c^2 + v^2 - 2 c v \cos. \alpha.$$

Ist ferner b die Radhöhe, y die Höhe einer den Druck des Wassers unmittelbar unter dem Rade messenden Wassersäule und $\varkappa$ der Coefficient des Widerstandes in den Radcanälen, so hat man für die relative Austrittsgeschwindigkeit: $(1 + \varkappa) c_2{}^2 = 2 g (b + x - y) + c_1{}^2 = 2 g (a + h_1 + b - y) + v^2 - 2 c v \cos. \alpha - \xi c^2$.

Wenn man nun wieder, um dem Wasser so viel, wie möglich, Arbeitsvermögen zu entziehen, $c_2 = v$ nimmt und überdies $c = \frac{v \sin. \beta}{\sin. (\beta - \alpha)}$ einsetzt, so erhält man für die relative Austrittsgeschwindigkeit

$$\left[2 \frac{\sin. \beta \cos. \alpha}{\sin. (\beta - \alpha)} + \xi \left(\frac{\sin. \beta}{\sin (\beta - \alpha)}\right)^2 + \varkappa\right] v^2 = 2 g (a + h_1 + b - y),$$ und daher die vortheilhafteste Radgeschwindigkeit

$$v = \sqrt{\frac{2 g (a + h_1 + b - y)}{2 \frac{\sin. \beta \cos. \alpha}{\sin. (\beta - \alpha)} + \xi \left(\frac{\sin. \beta}{\sin. (\beta - \alpha)}\right)^2 + \varkappa}}.$$

Die Druckhöhe y ist in dem Falle, wenn die Turbine in freier Luft umgeht, der den Atmosphärendruck messenden Höhe a gleich, in dem Falle aber, wenn sie unter Wasser geht, $= a + h_2$, wo h_2 die Höhe des Unterwasserspiegels über der Grundfläche bezeichnet, und endlich in dem Falle, wenn sie über Wasser geht, wie bei der Jonval'schen Turbine,

$= a - h_2 + z$, wo h_2 die Tiefe des Unterwasserspiegels unter der Grundfläche des Rades und z die Geschwindigkeitshöhe des durch die Schütze aus dem Reservoir in das Unterwasser strömenden Betriebswassers ist. Das Totalgefälle ist bei dem Gange des Rades in freier Luft: $h = h_1 + b$, bei'm Gange unte Wasser: $h = h_1 + b - h_2$, und bei'm Gange über Wasser: $h = h_1\ b + h_2$, daher hat man denn für die ersten beiden Fälle,

$$= \sqrt{\frac{2\,g\,h}{2\frac{\sin.\beta\cos.\alpha}{\sin.(\beta-\alpha)} + \xi\left(\frac{\sin.\ \alpha}{\sin.(\beta-\alpha)}\right)^2 + \varkappa}}.$$

und für den letzten

$$\sqrt{\frac{2\,g\,(h-2)}{2\frac{\sin.\beta\cos.\alpha}{\sin.(\beta-\alpha)} + \xi\left(\frac{\sin.\ \beta}{\sin.(\beta-\alpha)}\right)^2 + \varkappa}}$$

und es läßt sich auch, wenn die Mündung G, durch welche das Gefäß mit dem Unterwasser communicirt, sehr groß ist, also das Wasser sehr langsam abfließt, $z = \frac{1}{2\,g}\left(\frac{Q}{G}\right) = 0$ setzen.

Aus der Geschwindigkeit $v = c_2$ läßt sich auch die absolute Eintrittsgeschwindigkeit $c = \frac{v\ \sin.\ \beta}{\sin.\ (\beta - \alpha)}$ und die Druckhöhe

$$x = a + h_1 - (1 + \xi)\frac{c^2}{2\,g} = a + h_1 - (1 + \xi)\frac{v^2\ \sin.\ \beta^2}{2\,g\ \sin.\ (\beta - \alpha)^2}$$ berechnen. Ohne Rücksicht auf Nebenhindernisse ist aber

$$x = a + h_1 - \frac{h\ \sin.\ \beta}{2\ \cos.\ \alpha\ \sin.\ (\beta - \alpha)},$$ und läßt man den Atmosphärendruck unbeachtet, $x = h_1$

$- \frac{h \sin \beta}{2 \cos. \alpha \sin. (\beta - \alpha)}$. Es fällt x = 0, oder vielmehr dem äußern Luftdrucke gleich aus, wenn $h_1 = \frac{h \sin. \beta}{2 \cos. \alpha \sin. (\beta - \alpha)}$ ist. Der durch den unvollkommenen Anschluß herbeigeführte Wasserverlust hängt von der Differenz zwischen dem innern Drucke (x) und dem äußern Drucke an der Uebergangsstelle ab, und ist bei der Fontaine'schen Turbine anders, als bei der Jonval'schen. Damit das Wasser in zusammenhängenden Strömen zufließe, darf x nie gleich Null, muß also $a + h_1 > \frac{h \sin. \beta}{2 \cos. \alpha \sin. (\beta - \alpha)}$ sein; damit sich ferner das Wasser nicht von der Grundfläche des Rades trenne, darf auch y nicht = Null, muß also $a - h_2 + z > 0$, d. i. $h_2 < a + z$, oder $h_2 < a + \frac{1}{2 g} \left(\frac{Q}{G}\right)^2$, also bei einem großen Inhalte der Ausflußöffnung G, $h_2 < a$ sein. Es darf also hiernach die Höhe des Rades über der Oberfläche des Unterwassers nie die Wasser-Barometerhöhe a = 32,84′ erreichen.

Wenn bei der Jonval'schen Turbine das Reservoir hoch und eng ist, so daß sich das Betriebswasser mit einer nicht unbedeutenden Geschwindigkeit in demselben bewegt, so hat man noch einige Verluste in diesem Reservoir zu berücksichtigen, wie, z. B., die Wasserreibung, den Krümmungswiderstand, den Stoß bei der plötzlichen Geschwindigkeitsveränderung u. s. w. Es ist aber rathsam, um alle diese Verluste möglichst unschädlich zu machen, dem Reservoir mehr Weite zu ertheilen, als das Rad im Durchmesser mißt.

§. 37.

Leistung der Fontaine-Jonval'schen Turbinen.

Die Leistung einer Fontaine-Jonval'schen Turbine läßt sich übrigens fast ganz wie die einer Fourneyron'schen und zwar dadurch ermitteln, daß wir von der Totalleistung $Q h \gamma$ die den Nebenhindernissen entsprechenden mechanischen Arbeiten in Abzug bringen. Zunächst ist der in dem Leitschaufelapparate $L_1 = \xi \cdot \frac{c^2}{2g} Q \gamma$, und dann der in den Radcanälen $L_2 = \varkappa \cdot \frac{{c_2}^2}{2g} Q \gamma$, ferner der Verlust, welcher der lebendigen Kraft des Wassers bei seinem Austritte aus dem Rade entspricht,

$$= \frac{w^2}{2g} Q \gamma = \frac{\left(2 v \sin. \frac{\delta}{2}\right)^2}{2g} Q \gamma.$$

Bei der Jonval'schen Turbine kommt hierzu noch der Arbeitsverlust, welcher der Erzeugung der Austrittsgeschwindigkeit w_1 durch den Schieber entspricht und

$$= \frac{{w_1}^2}{2g} Q \gamma = \frac{1}{2g} \cdot \frac{Q^3}{G^2} \gamma$$

zu setzen ist. Hiernach können wir also die ganze Radleistung

$$L = \left(h - \left[\xi c^2 + \varkappa {c_2}^2 + \left(2 v \sin. \frac{\delta}{2}\right)^2 + {w_1}^2\right] \cdot \frac{1}{2g}\right) Q \gamma$$

setzen, und können hiernach auch leicht ermessen, daß dieser Verlust um so größer ausfällt, je größer der Austrittswinkel δ und je

größer die Abflußgeschwindigkeit w_1, oder je kleiner die Austritts- oder Schützenmündung G ist. Bei völlig geöffneter Schütze und weitem Reservoir ist $w_1 = 0$ zu setzen. Man ersieht hieraus, daß auch bei der Turbine von Jonval der Wirkungsgrad um so mehr abnimmt, je kleiner das Aufschlagquantum oder je tiefer die Schützenstellung ist. Was die Fontaine'sche Turbine anlangt, so finden bei ihr in Beziehung auf die Schützenstellung dieselben Verhältnisse Statt, wie bei der Fourneyron'schen Turbine, denn es wird auch hier durch das Niederlassen der Schütze ein stoßweiser Eintritt des Wassers in das Rad und dadurch auch eine Krafttödtung herbeigeführt.

Aus Allem ist zu entnehmen, daß die Wirkungsgrade dieser Turbinen von Fontaine und Jonval nicht ansehnlich größer oder kleiner ausfallen können, als die Fourneyron'schen Turbinen unter übrigens gleichen Umständen, was auch durch die weiter unten angeführten Versuche vollkommen bestätigt wird.

§. 38.

Anordnung der Fontaine-Jonval'schen Turbinen.

Wir haben nun noch die Hauptregeln zur Anordnung und Construction der Fontaine-Jonval'schen Turbinen anzugeben. Zuerst nimmt man die Radschaufelwinkel β und δ willkürlich an, den letzten möglichst klein, nämlich 15° bis 20°, den erstern aber etwa 100° bis 110°. Aus ihnen folgt sogleich der Leitschaufelwinkel α, indem man wegen Verhinderung eines stoßweisen Eintrittes setzt: c_1

$\sin.\ \beta = c_2 \sin.\ \delta = v \sin.\ \delta$ und $\frac{c_1}{v} = \frac{\sin.\ \alpha}{\sin.\ (\beta - \alpha)}$, also durch Combination $\frac{\sin.\ \alpha}{\sin.\ (\beta - \alpha)} = \frac{\sin.\ \delta}{\sin.\ \beta}$; es folgt nämlich hiernach $\frac{\sin.\ (\beta - \alpha)}{\sin.\ \alpha\ \sin.\ \beta} = \frac{1}{\sin.\ \delta}$ oder $\text{cotang.}\ \alpha = \text{cotang.}\ \beta + \frac{1}{\sin.\ \delta}$.

Aus den Winkeln α und β folgt nun die Radgeschwindigkeit

$$v = \sqrt{\frac{2\,g\,h}{2\frac{\sin.\beta \cos.\alpha}{\sin.(\beta - \alpha)} + \xi\left(\frac{\sin.\ \beta}{\sin.(\alpha - \beta)}\right)^2 + \varkappa}}$$

und die Eintrittsgeschwindigkeit $c = \frac{v\ \sin.\ \beta}{\sin.\ (\beta - \alpha)}$.

Hieraus ergeben sich ferner die Querschnitte $F = \frac{Q}{c}$ und $F^2 = \frac{Q}{v}$.

Die Radweite d oder Schaufellänge, in radialer Richtung gemessen, läßt man in einem schicklichen möglichst kleinen Verhältnisse $\nu = \frac{d}{r}$ zum mittlern Radhalbmesser stehen; bei den bestehenden Turbinen ist $\nu = 0{,}3$ bis $0{,}4$. Dies vorausgesetzt, läßt sich nun setzen:

$$F = 2\,\pi\,r\,d\,\sin.\ \alpha = 2\,\pi \cdot \nu\,r^2\,\sin.\ \alpha,$$

und daher $r = \sqrt{\frac{F}{2\,\pi\,\nu\,\sin.\ \alpha}}$ und $d = \nu\,r$.

Giebt man ferner das Verhältniß $\psi = \frac{e}{d}$ der auf dem mittlern Radumfange gemessenen Zel-

lenweite e zur Zellenlänge d (bei den bekannten Turbinen ist es ungefähr $= \frac{1}{2}$), so erhält man e $= \psi$ d und hiernach die nöthige Anzahl der Schaufeln $n = \frac{2 \pi r \sin. \alpha}{e} = \frac{F}{d e}$. Was endlich noch die Radhöhe b anlangt, so macht man sie ungefähr der Weite d gleich.

§. 39.

Schaufelconstruction.

Die Schaufeln bilden windschiefe Flächen, deren Erzeugungslinie auf der einen Seite rechtwinkelig durch die Radachse und auf der andern Seite durch eine Leitlinie geht, die man sich auf einen mit dem mittlern Radhalbmesser r beschriebenen Cylindermantel verzeichnet denken kann. Da nun durch Abwickelung eines Cylindermantels auf eine Ebene ein Rechteck entsteht, so kann man Linien in dieses verzeichnen, die bei'm Wiederaufwickeln des Rechtecks auf den Cylinder als Leitlinien für die Schaufelflächen dienen können. Diese abgewickelten Leitlinien lassen sich aber am besten aus geraden Linien und Kreisbögen zusammensetzen. Ist KL, Fig. 44, der abgewickelte Kreis, in welchem das Rad und der Leitschaufel-Apparat sich berühren, so findet man die AND für die Leitschaufel, wenn man $AA_1 = \frac{2 \pi r}{n}$ absticht, und AN, $A_1 N_1$ . . . so zieht, daß der Neigungswinkel $NAL = N_1 A_1 L \ldots = \alpha$ ausfällt; wenn man ferner AO winkelrecht gegen $A_1 N_1$ fällt und nun das aus dem Durchschnitte O dieser Normale AO mit einer in dem der Höhe des Leitschaufelapparates gleichen Abstande gezogenen

Parallelen zu KL einen Kreisbogen $N_1 D_1$, und auf gleiche Weise aus einem andern Puncte O den Bogen ND u. s. w. beschreibt: AND, $A_1 N_1 D_1$ u. s. w. sind nun die abgewickelten Leitlinien von den Leitschaufeln. Um nun die Leitlinien für die Radschaufeln zu finden, ziehen wir im Abstande EL = der Radhöhe b die Gerade EG parallel zu KL, machen $EE_1 = \frac{2\pi r}{n}$, und legen die Geraden EB, $E_1 B_1$ u. s. w. so, daß die Winkel BEG $= B_1 E_1 G$ dem Austrittswinkel δ gleich werden; ferner fälle man die $E_1 B$ perpendiculär auf BE und lege AB so an, daß der Winkel ABC $= \frac{\beta + \delta}{2}$ wird; errichtet man endlich in der Mitte M der Linie AB das Perpendikel MC, so schneidet dieses von BT das Centrum C des Bogens AB ab, welcher das obere Stück von der abgewickelten Leitlinie einer Radschaufel ausmacht, während die Gerade BE, sowie $B_1 E_1$ u. s. w. den untern Theil derselben bildet.

Man sieht leicht ein, daß bei dieser Construction der Leit- und Radschaufeln das Wasser ohne Contraction mit den Querschnitten AN_1 und BE_1 aus dem Leitschaufelapparate und aus dem Rade selbst austritt.

Beispiel. Es ist die Anordnung und Berechnung für eine Jonval'sche Turbine zu machen, welcher ein Gefälle von 12' und ein Wasserquantum von 8 Cubikfuß pr. sec. zur Benutzung zu Gebote steht. Nehmen wir $\delta = 20^0$ und $\beta = 105^0$, so erhalten wir für den Leitschaufelwinkel

$$\text{cotang. } \alpha = \text{cotang. } \beta + \frac{1}{\text{sin. } \delta} = \text{cotang. } 105^0$$

$+ \frac{1}{\sin. 20^0} = - 0{,}26795 + 2{,}92380 = 2{,}65585$ daher $\alpha = 20^0, 38'$. Nehmen wir wieder $\xi = 0{,}15$ und $\varkappa = 0{,}10$ als Widerstandscoefficienten für die Leitschaufel- und für die Radcanäle, so erhalten wir die vortheilhafteste Radgeschwindigkeit

$$v = \sqrt{\frac{2 g h}{2 \frac{\sin. \beta \cos. \alpha}{\sin. (\beta - \alpha)} + \xi \left(\frac{\sin. \beta}{\sin. (\beta - \alpha)}\right)^2 + \varkappa}}$$

$$= \frac{7{,}906 \sqrt{12}}{\sqrt{1{,}8167 + 0{,}1413 + 0{,}1000}} = \frac{27{,}387}{\sqrt{2{,}058}}$$

$= 19{,}09'$; und hieraus ergiebt sich die Eintrittsgeschindigkeit

$$c = \frac{v \sin. \beta}{\sin. (\beta - \alpha)} = 1853'.$$

Nun folgen die Querschnitte $F = \frac{Q}{c} = \frac{8}{18{,}53}$ $= 0{,}4318$ Quadratfuß, und $F_2 = \frac{Q}{v} = \frac{8}{19{,}09}$ $= 0{,}4190$ Quadratfuß. Nimmt man nun das Verhältniß $v = \frac{d}{r} = \frac{1}{3}$, so bekommt man den mittlern Radhalbmesser $r = \sqrt{\frac{F}{2 \pi v \sin. \alpha}}$ $= \sqrt{\frac{0{,}4318}{\frac{2}{3} \pi \sin. 20^0, 38'}} = 0{,}76{,}47'$, und die Radweite $d = v \cdot r = \frac{0{,}7647}{3} = 0{,}2549'$. Wegen des Raumes, welchen die Schaufeln einnehmen, sind aber beide Dimensionen etwas reichlich zu nehmen. Die Zellenweite e ist nun $= \frac{1}{2} \cdot d =$

0,1275′, und hiernach die Schaufelzahl $n = \frac{F}{d\,e}$ $= \frac{0,4318}{0,2549 \cdot 0,1275} = \frac{0,4318}{0,0325} = 13,3$, wofür vielleicht angemessener 16 zu nehmen ist. Die Radhöhe b ist etwa $= d = 0,255$ zu machen. Den Halbmesser des Reservoirs kann man etwas größer, als $r + \frac{d}{2} = 0,765 + 0,128 = 0,893$, also etwa = 1′ machen, wo dann der Querschnitt desselben $= \pi = 3,1416$ Quadratfuß, die Geschwindigkeit $w_1 = \frac{Q}{F} = \frac{8}{3,1416} = 2,546'$, und die entsprechende Geschwindigkeitshöhe $z = 0,016 \cdot 2,546^2 = 0,104'$ sich ergiebt. Die Leistung des eben angeordneten Rades ist aber, bei vollkommen aufgezogener Schütze, folgende:

$$L = \left(h - \left[\xi\, c^2 + \varkappa\, c_2{}^2 + \left(2\, v \sin. \frac{\delta}{2}\right)^2 + w_1{}^2\right] \cdot \frac{1}{2\,g}\right) Q\,\gamma = (12 - [0,15 \cdot 18,53^2 + 0,10 \cdot 19,09^2 + (2 \cdot 19,09 \sin. 10^0)^2 + 2,546^2] \cdot 0,016)\; 8 \cdot 66 = (12 - 105,5 \cdot 0,016) \cdot 528 = 10,31 \cdot 528 = 5444$$

Fußpfund = 10,6 Pferdekräften. Wegen der Reibungs- und der Krümmungsverluste im Reservoir fällt derselbe jedoch vielleicht nur 5100 Fußpfund = zehn Pferdekräften und der Wirkungsgrad = 5100 : 6336 = 0,80 aus. Wenn man bei einem kleinern Aufschlagsquantum oder bei einem kleinern Arbeitsbedarfe die Schütze tief stellt, so stellt sich natürlich der Wirkungsgrad noch kleiner heraus, weil nun das Wasser bei derselben Umdrehungsgeschwindigkeit mit

Stoß in das Rad eintritt und die lebendige Kraft des schneller abfließenden Wassers verloren geht.

§. 40.

Versuche an der Fontaine'schen Turbine.

Ueber die Leistungen der Turbinen von Fontaine und von Jonval sind in der neuesten Zeit sehr zuverlässige Versuche angestellt worden. (Siehe Comptes rendus de l'Académie des Sciences à Paris, Band XXII. und XXIII., 1846, oder polytechnisches Centralblatt, Band VIII., 1846). Versuche mit der Fontaine'schen Turbine sind aber auch schon früher von den Civilingenieurs Alcan und Grouvelle zur Ausführung gekommen. (Siehe Bulletin de la Société d'Encouragement, Band XLIV., oder polytechnisches Centralblatt, Band VI.). Diese Versuche führen darauf, daß auch bei den Fontaine'schen Turbinen (wie bei den Fourneyron'schen) der größte Wirkungsgrad bei dem höchsten Schützenstande eintritt, und daß die Leistung bei veränderter Druckhöhe weniger abnimmt, als bei verändertem Aufschlagquantum. Die Turbine zu Vadeney bei Chalons sur Marne, deren Leistung von Alcan und Grouvelle ermittelt wurde, hatte 1,6 Meter äußern Durchmesser und 0,12 Meter Höhe, ihr Gefälle betrug circa 1,7 Meter, ihr Aufschlagsquantum 420 Liter und ihre Nutzleistung circa 8 Pferdekräfte. Als Hauptresultat dieser Versuche hat sich aber herausgestellt, daß bei einer Umdrehungszahl u von 30 bis 50 der mittlere Wirkungsgrad 0,67 war. Eine Fourneyron'sche allerdings schon mehrere Jahre im Gange befindliche Turbine gab

fast unter denselben Verhältnissen, η nur = 0,60. Morin stellte seine Versuche an einer in der Pulvermühle zu Bouchet befindlichen Turbine an. Das Versuchsrad hatte 1,2 Meter mittlern Durchmesser und 0,25 Meter Weite, es war mit 24 Leit- und 58 Radschaufeln ausgerüstet und hatte circa $1\frac{1}{2}$ Meter Gefälle bei 0,25 Cubikmeter Aufschlag. Es wurden an demselben Versuche bei 2, 3 und 4 Centimeter Schützenzug angestellt und folgende Hauptresultate erlangt.

War die Schütze ganz aufgezogen und die Zahl der Umdrehungen pr. min. = 45, so fiel der Wirkungsgrad am größten und zwar 0,69 bis 0,70 aus, bei niedrigeren Schützenstellungen aber, wo der Aufschlag um ein Viertel kleiner ausfiel, ergab sich η noch 0,57. Der Wirkungsgrad veränderte sich mit der Geschwindigkeit des Rades nur wenig; denn bei 35 Umdrehungen war er noch 0,64 und bei 55 noch 0,66. Es hat sich überhaupt, und namentlich auch noch bei einigen, mit 1 Meter Gefälle angestellten, Versuchen ergeben, daß die Abweichung von der vortheilhaftesten Geschwindigkeit ein Viertel derselben betragen kann, ohne daß der Wirkungsgrad über 4 bis 6 Procent kleiner wird. Ueberdies ergab sich, daß die größte Kraft, bei welcher das Rad anfing, unregelmäßig zu gehen, beinahe anderthalb Mal so groß war, als die bei der Maximalleistung ausgeübte Kraft. Bei den Versuchen ging das Rad wenige Centimeter unter Wasser. Aus diesen Resultaten läßt sich entnehmen, daß die Turbine von Fontaine den vorzüglichen hydraulischen Kraftmaschinen beizuzählen ist. Ein besonderer Vorzug dieses Rades besteht überdies noch darin, daß dessen Zapfen ganz außerhalb des Wassers steht. Derselbe Zweck wird aber auch durch die graissage atmosphérique

von Decker und Laurent erreicht, wo der untere Theil der Turbinenwelle mit einer Taucherglocke, die mit der Welle umläuft, umgeben ist. Die von dieser Glocke umschlossene Luft schützt hier den Zapfen gegen den Zutritt des Wassers und wird durch eine kleine Luftpumpe immer in der nöthigen Spannung erhalten.

§. 41.

Versuche an der Jonval'schen Turbine.

Die Versuche über die Leistungen der Jonval'schen Turbinen sind nicht minder günstig ausgefallen, als die der Fontaine'schen Turbinen. Die Patentinhaber der Jonval'schen Turbine, Andrée, Köchlin und Comp. haben die Ergebnisse der Versuche an zwei Rädern aus ihrer Werkstatt im **Bulletin de la Société industrielle de Mulhouse, 1844** (Dingler's polytechnisches Journal, Band 94, 1844) bekannt gemacht; wir theilen hiervon jedoch nur Folgendes mit: Eine Turbine von 0,95 Meter Durchmesser, 0,20 Meter Höhe, welche sich 0,80 Meter unter dem Spiegel des Oberwassers befand, übrigens aber ein Gefälle von 1,7 Meter und einen Aufschlag von 550 Liter pr. sec. benutzte, gab bei 73 bis 95 Umdrehungen pr. min. 0,75 bis 0,90 Wirkungsgrad. Mit Recht hält Morin diese Werthe für zu groß und glaubt an denselben wegen einer unrichtigen Bestimmung der Aufschlagmengen Correctionen anbringen zu müssen, welche dieselben auf 0,63 bis 0,71 zurückführen.

Morin selbst machte aber Versuche an einer Turbine von 0,810 Meter äußerem Durchmesser,

fast unter denselben Verhältnissen, η nur = 0,60. Morin stellte seine Versuche an einer in der Pulvermühle zu Bouchet befindlichen Turbine an. Das Versuchsrad hatte 1,2 Meter mittlern Durchmesser und 0,25 Meter Weite, es war mit 24 Leit- und 58 Radschaufeln ausgerüstet und hatte circa $1\frac{1}{2}$ Meter Gefälle bei 0,25 Cubikmeter Aufschlag. Es wurden an demselben Versuche bei 2, 3 und 4 Centimeter Schützenzug angestellt und folgende Hauptresultate erlangt.

War die Schütze ganz aufgezogen und die Zahl der Umdrehungen pr. min. = 45, so fiel der Wirkungsgrad am größten und zwar 0,69 bis 0,70 aus, bei niedrigeren Schützenstellungen aber, wo der Aufschlag um ein Viertel kleiner ausfiel, ergab sich η noch 0,57. Der Wirkungsgrad veränderte sich mit der Geschwindigkeit des Rades nur wenig; denn bei 35 Umdrehungen war er noch 0,64 und bei 55 noch 0,66. Es hat sich überhaupt, und namentlich auch noch bei einigen, mit 1 Meter Gefälle angestellten, Versuchen ergeben, daß die Abweichung von der vortheilhaftesten Geschwindigkeit ein Viertel derselben betragen kann, ohne daß der Wirkungsgrad über 4 bis 6 Procent kleiner wird. Ueberdies ergab sich, daß die größte Kraft, bei welcher das Rad anfing, unregelmäßig zu gehen, beinahe anderthalb Mal so groß war, als die bei der Maximalleistung ausgeübte Kraft. Bei den Versuchen ging das Rad wenige Centimeter unter Wasser. Aus diesen Resultaten läßt sich entnehmen, daß die Turbine von Fontaine den vorzüglichen hydraulischen Kraftmaschinen beizuzählen ist. Ein besonderer Vorzug dieses Rades besteht überdies noch darin, daß dessen Zapfen ganz außerhalb des Wassers steht. Derselbe Zweck wird aber auch durch die graissage atmosphérique

von Decker und Laurent erreicht, wo der untere Theil der Turbinenwelle mit einer Taucherglocke, die mit der Welle umläuft, umgeben ist. Die von dieser Glocke umschlossene Luft schützt hier den Zapfen gegen den Zutritt des Wassers und wird durch eine kleine Luftpumpe immer in der nöthigen Spannung erhalten.

§. 41.

Versuche an der Jonval'schen Turbine.

Die Versuche über die Leistungen der Jonval'schen Turbinen sind nicht minder günstig ausgefallen, als die der Fontaine'schen Turbinen. Die Patentinhaber der Jonval'schen Turbine, Andrée, Köchlin und Comp. haben die Ergebnisse der Versuche an zwei Rädern aus ihrer Werkstatt im **Bulletin de la Société industrielle de Mulhouse, 1844** (Dingler's polytechnisches Journal, Band 94, 1844) bekannt gemacht; wir theilen hiervon jedoch nur Folgendes mit: Eine Turbine von 0,95 Meter Durchmesser, 0,20 Meter Höhe, welche sich 0,80 Meter unter dem Spiegel des Oberwassers befand, übrigens aber ein Gefälle von 1,7 Meter und einen Aufschlag von 550 Liter pr. sec. benutzte, gab bei 73 bis 95 Umdrehungen pr. min. 0,75 bis 0,90 Wirkungsgrad. Mit Recht hält Morin diese Werthe für zu groß und glaubt an denselben wegen einer unrichtigen Bestimmung der Aufschlagmengen Correctionen anbringen zu müssen, welche dieselben auf 0,63 bis 0,71 zurückführen.

Morin selbst machte aber Versuche an einer Turbine von 0,810 Meter äußerem Durchmesser,

0,120 Meter innerer Weite und 18 Schaufeln, welche bei 1,7 Metern Gefälle mit 200 bis 300 Liter Aufschlag pr. sec. arbeitete. Im Ganzen gelangt Morin zu folgenden Resultaten: im Normalzustande, bei ungehindertem Ein- und Austritte des Wassers, war die Umdrehungszahl des Rades pr. min. circa 90 und der Wirkungsgrad 0,72. Wurden Verengungsstücke auf das Rad aufgesetzt, so fiel der Wirkungsgrad nur dann viel kleiner (0,63) aus, wenn dieselben den Querschnitt der Eintrittsmündungen in das Rad bedeutend verengten. Der Wirkungsgrad veränderte sich nicht ansehnlich, wenn die Geschwindigkeit um ein Viertel größer oder kleiner war, als bei dem Normalgange des Rades. Durch das Tieferstellen der Schütze wurde der Wirkungsgrad ansehnlich kleiner, woraus folgt, daß dieselbe ein sehr unvollkommener Regulator des Rades ist. Wurde, z. B., durch die Schütze der Querschnitt des abfließenden Wassers auf 0,4 des Werthes bei'm Normalzustande zurückgeführt, so ergab sich η höchstens = 0,625.

Auch Redtenbacher theilt einige Versuche an einer Jonval'schen Turbine mit und findet den höchsten Wirkungsgrad bei völlig geöffneter Schütze und ohne Bedeckung des Rades durch Blechsectoren = 0,62. Auch hat er, wie bei den Fourneyron'schen Turbinen, gefunden, daß das Rad leer ungefähr zwei Mal so viel Umdrehungen macht, als im Normalzustande bei Verrichtung der Maximalleistung.

§. 42.
Vergleichung der Turbinen untereinander.

Vergleichen wir die Fontaine-Jonval'schen Turbinen mit den Fourneyron'schen, so finden wir allerdings, daß sie in einigen Beziehungen den letzteren vorzuziehen sind, in anderen Beziehungen aber denselben nachstehen. Zunächst hat eine Turbine von Fontaine u. s. w. den Vorzug vor einer Fourneyron'schen Turbine, daß bei ihr das Wasser bei seinem Eintritte in den Leitschaufelapparat von seiner anfänglichen Bewegung nicht so viel abgelenkt wird, als bei einer Fourneyron'schen Turbine; daß daher auch, wenn die Eintrittsgeschwindigkeit eine und dieselbe ist, bei jener Turbine ein kleinerer Eintrittswiderstand Statt findet, als bei dieser Turbine; oder, daß bei jenem Rade eine größere Eintrittsgeschwindigkeit angewendet werden kann, als dieses bei der Fourneyron'schen Turbine der Fall ist. Dann besitzt diese Turbine auch noch den Vorzug, daß ihre Leitschaufeln das Wasser mehr in parallelen Fäden einführen, als bei den Fourneyron'schen Turbinen, wo eine Divergenz der in das Rad eintretenden Strahlen unvermeidlich ist.

Auf der andern Seite bieten aber auch die alten oder Fourneyron'schen Turbinen ihre Vorzüge dar. Erstens besteht ihr Zapfendruck fast nur in dem Gewichte des armirten Rades, während er bei den neueren Turbinen außerdem noch aus einem Wasserdrucke besteht, der mit der Umdrehungskraft wächst. Es ist also hier unter übrigens gleichen Umständen eine größere Zapfenreibung zu erwarten,

als dort. Zweitens, bei den Fourneyron'schen Turbinen bewegen sich die Wassertheilchen nebeneinander mit gleicher Umdrehungsgeschwindigkeit, bei den Fontaine-Jonval'schen Turbinen hingegen haben die nebeneinander niederfließenden Wasserelemente sehr ungleiche Umlaufsgeschwindigkeiten, die äußeren größere und die inneren kleinere. Es erwächst aber hieraus bei diesen Rädern ein, wenn auch nur kleiner Stoß bei'm Eintritte des Wassers in das Rad, eine größere Reibung des Wassers in den Radcanälen und vorzüglich noch eine gewisse Unregelmäßigkeit in der Bewegung des durch das Rad strömenden Wassers, indem die Centrifugalkraft dasselbe nach außen treibt. Endlich besteht ein Vorzug der älteren Turbinen noch in der leichteren Herstellung des Leit- und Radschaufelapparates.

Sehr geeignet sind noch die Fontaine'schen Turbinen zur Benutzung der Ebbe- und Fluthkraft. Stellt man ein solches Rad in einen in das Meer ausmündenden Canal und sperrt man durch zwei Schutzbreter auf der einen Seite den untern und auf der andern Seite den obern Theil des Rades ab, so ist das auf der einen Seite höher stehende Wasser gezwungen, durch das Rad hindurchzugehen und dasselbe in Umdrehung zu setzen. Bei dem Umsetzen aus der Fluth in Ebbe, oder, umgekehrt, aus der Ebbe in Fluth, ist natürlich die Schützenstellung umzukehren.

Zu den Vorzügen der Jonval'schen Turbinen rechnet man noch den Umstand, daß man dieselben beliebig (natürlich noch nicht 32,84') über das Unterwasser stellen kann, ohne einen namhaften Verlust an Wirkung zu verlieren, daß sie daher auch leicht einer Revision und Reparatur zu unterziehen sind und ihnen durch eine Veränderung des Unterwasserstandes

kein Verlust erwächst. Wie aus den Versuchen Marozeau's, zugleich aber auch aus der obigen Theorie und aus besonderen theoretischen Untersuchungen Morin's folgt, darf jedoch die Höhe der Turbine über dem Unterwasser eine gewisse Grenze nicht überschreiten, weil sonst das Wasser unmittelbar unter dem Rade die Continuität verliert und eine kleinere Wirkung eintritt.

§. 43.

Turbinen mit horizontaler Achse.

In der neuesten Zeit hat man auch angefangen, verticale Wasserräder nach den Principien der Turbinen zu erbauen, jedoch ist über deren Nützlichkeit noch nichts Bestimmtes bekannt. Namentlich hat man die Jonval'schen und die Whitelaw'schen Räder auf horizontale Wellen gesetzt. Daß diese Aufstellung nur bei hohem Gefälle von Vortheil sein kann, ist leicht zu ermessen, da nur hier ein unvermeidlicher Gefällverlust bei'm Austritte des Wassers aus dem Rade zu übersehen ist. Jedenfalls hat ein solches Rad vor den Turbinen den Vorzug, daß es leichter, sicherer und gegen den Zutritt des Wassers geschützter gelagert werden kann, als eine Turbine. Nach Jonval und Redtenbacher kann man mit Vortheil zwei Räder einander gegenüber auf eine und dieselbe horizontale Welle setzen, weil dadurch jeder Wasserdruck in der Richtung der Radachse aufgehoben wird, ohne auf die Zapfen zu wirken.

Die Einrichtung einer verticalen Doppelturbine mit gesonderten Schwungröhren nach Redtenbacher führt Figur 45 vor Augen; **AA** ist die zur Seite einmündende Einfallröhre, **BB** das eine und B_1 B_1

das andere Rad, CC_1 die horizontale Radwelle, DD und DD_1 aber sind die Liderungsringe, E und E_1 endlich sind die Abzugsgräben. Es ist leicht zu denken, wie auf gleiche Weise eine Fontaine'sche oder Jonval'sche Turbine aufzustellen ist. Dieselbe bekommt noch einen Leitschaufelapparat von jedem Rade und fällt natürlich unter denselben Verhältnissen viel kleiner aus. Zum Reguliren des Radganges ist am besten ein in die Einfallröhre einzusetzendes Drosselventil geeignet.

Wir werden weiter unten ein gutes Beispiel von den verticalen Turbinen genauer beschreiben.

§. 44.

Poncelet's Turbinen oder Tangentialräder.

Unter allen zur Zeit in Vorschlag gebrachten und ausgeführten horizontalen Wasserrädern (Turbinen) für hohe Gefälle scheint keins so trefflich Einfachheit, Wohlfeilheit und großen Wirkungsgrad in sich zu vereinigen, als die seit einigen Jahren mit verschiedenem Glücke (in Schlesien, Sachsen und Oesterreich) construirten und in Gang gebrachten Räder der Herren Escher und Wyß, wobei das Wasser am äußern Umfange des horizontalen Rades (ziemlich tangential) zugeführt wird (daher der Name Tangentialräder), gegen die Wände der Radzellen (Schaufeln) wirkt und am innern Umfange des Rades abfließt.

Andeutungen über diese Räder, sowie Dimensionsangaben eines derselben, welches in Tannenberg (unweit Geyer im sächsischen Erzgebirge) für eine Baumwollspinnerei von Escher und Wyß im

Jahre 1847 erbaut wurde, finden sich in Hülße und Stöckhardt's polytechnischem Centralblatte, Jahrgang 1847, Seite 971; die folgende ist aus dem „Hannoverschen Notizblatte" entnommen.

Fig. 46 stellt den Verticaldurchschnitt der Turbine, sowie Figur 47 den entsprechenden Grundriß des eigentlichen Rades dar; in beiden Figuren sind gleiche Theile mit denselben Buchstaben bezeichnet.

a a führt das Aufschlagwasser der Turbine tangential zu, wozu noch überdies Leitschienen **b**, **b** angebracht sind; **c** ist das eigentliche Rad mit 48 Schaufeln, wovon der Einfachheit wegen in der Skizze jedoch nur acht Stück angegeben sind. Dieses Rad **c** wird, auf die bei Turbinen gebräuchliche Weise, von einem Teller **d** getragen, dessen Nabe **e** mit der senkrechten Hauptwelle **f** fest verbunden ist; **p** ist der besonders eingesetzte Gußstahl-Zapfen, welcher sich auf der ebenfalls aus Gußstahl gefertigten Spurplatte **q** dreht.

Zur leichten Einführung des Oeles als Schmiere sind die Theile **p** und **q** entsprechend durchbohrt und diese Bohrung durch die stehende Welle nach oben hin so fortgesetzt, daß überhaupt ein leichtes Einbringen des Oeles möglich wird. **o o** ist ein Rothgußfutter, was den Zapfen **p** umgiebt, aber unbeweglich ist. **n n** ein Kupfer- oder Messingring, welcher an der stehenden Welle befestigt ist und sich mit dieser dreht, dabei aber das Rothgußfutter (oder Gefäß) so überall genau umfaßt, daß dadurch ein fester Abschluß des äußern Betriebswassers und des Schmieröls erzeugt wird. **m** ist ein Pfropfen zum Verschlusse eines dünnen Canales, durch welchen von Zeit zu Zeit dick gewordenes Oel u. s. w. abgeführt wird.

Den Schützen zum Absperren oder Reguliren des Aufschlagwassers bildet das zum Rade c concentrische Bogenstück s, welches vom Arme t getragen wird, der gehörig rund auf den Lagerhals u gesteckt und um diesen drehbar ist.

Ueberdies befindet sich am äußern Ende des Armes t ein Zahnbogen v, welcher mit einer sogenannten Schraube ohne Ende w in Eingriff gesetzt ist, so daß überhaupt durch entsprechende Umdrehung der beiden kleinen conischen Räder x und y eine Bewegung des Armes t und mit ihm des Schützens s bewirkt werden kann.

Endlich ist z eine Feder von gehöriger Höhe, damit das bei A durch die Schaufel gehende Wasser nicht an den gegenüberstehenden inneren Stellen B des Rades wieder eintreten und den Gang der Turbine beeinträchtigen könne.

Wie in unseren Figuren angegeben, hat das Rad 27 Zoll äußern Durchmesser, ferner 4 Zoll Kranzbreite und 3 Zoll lichte Höhe, endlich 48 gekrümmte Schaufeln, welche Angaben mit den in Hülße's Centralblatt (Jahrgang 1847, Seite 972) bis auf den äußern Durchmesser übereinstimmen, indem dort derselbe mit 24 Zoll englisch aufgeführt ist. In der Minute macht das Rad 270 Umgänge.

Ferner beträgt das totale Wassergefälle 21,68 Meter, d. i. 71,1 Fuß englisch, das Aufschlagwasser-Quantum im Mittel 0,11 Cubikmeter oder 3⅞ Cubikfuß englisch.

Nach Versuchen, die Professor Hülße mit dem Rade angestellt hat (Centralblat 1849, Nr. 10), entwickelt dasselbe bei 96 bis 114 Umdrehungen der liegenden Welle pr. min. eine Nutzarbeit von 23¾ Pferdekräften, und macht von der im Trieb- oder Aufschlagwasser enthaltenen Arbeit nutzbar:

bei ganz geöffnetem Schützen 70 Procent,

" $\frac{3}{4}$	"	" 60	"
" $\frac{1}{2}$	"	" 46	"

Bei den gedachten Versuchen hat man auch den Kraftbedarf der einzelnen Maschinen der Spinnerei zu ermitteln gesucht und dafür folgende Resultate erhalten.

Bei 90 Umdrehungen der liegenden Welle, als bei welcher Geschwindigkeit die ganze Spinnerei sich im Normalzustande des ganzen Betriebes befindet, ist das Bedürfniß an Bewegkraft:

Für das gangbare Zeug im Spinnereigebäude (bei 6612 Feinspindeln) mit durchweg abgelegten Riemen . . .	2,28	Pferdekräfte;
für das gangbare Zeug mit dem gesammten auf die Losscheiben gelegten (76) Riemen	4,08	"
für den Wipper, welcher 1108 Umdrehungen pr. min. macht	0,56	"
für die beiden einflügeligen Schlagmaschinen bei 1144 und 1697 Umdrehungen, $13\frac{1}{2}''$ Durchmesser und $34\frac{1}{4}$ Breite des Flügels . . .	2,00	"
für eine Krempel bei 171 Umdrehungen und $40\frac{1}{2}''$ Trommeldurchmesser	0,20	"
für einen Ventilator bei 1037 Umdrehungen pr. min. 14 Zoll Flügelbreite und $29\frac{1}{2}$ Zoll Durchmesser . . .	1,56	"

für einen Spreading, drei fünfgängige Strecken und sieben Flyer mit 518 Spindeln .	2,48 Pferdekräfte;
daher für 1000 Feinspindeln bei 4206 Umdrehungen oder für eine Spinnmaschine zu durchschnittlich 315 Spindeln	0,67 „

Berechnet man den ganzen Kraftbedarf der Spinnerei und reducirt denselben auf die vorhandenen Feinspindeln, so kommen auf jede Pferdekraft, incl. Vorbereitung, 216 Feinspindeln.

Zweiter Abschnitt.

Beschreibung gut ausgeführter und gut wirkender Turbinen.

---

§. 1.

Nagel's Kreiselrad.

Die Kreiselräder oder Turbinen, welche Herr Nagel in Hamburg bereits mehrfach ausgeführt hat, haben durch die darüber bekannt gewordenen Notizen (polytechnisches Journal, Band 90, Seite 155, und Band 91, Seite 303) die Aufmerksamkeit aller Betheiligten erregt; es freut uns daher, folgende Beschreibung derselben von Herrn Professor Rühlmann aus dem Gewerbeblatte für Hannover, Jahrgang 1844, fünftes Heft, mittheilen zu können.

Fig. 48 zeigt das Rad nebst Zubehör im Aufrisse; Fig. 49 im Grundrisse; Fig. 50 den Verticaldurchschnitt der wichtigsten Theile, wie Leitcurvenapparat, Zapfenanordnung u. s. w., und Figur 51 den Horizontaldurchschnitt von Fig. 50.

Man sieht zuerst hieraus, daß das Constructionsprincip des Rades an sich völlig das von Fourneyron ist. Die Wasserzuführung ist aber bei Nagel's Rädern anders, als bei Fourneyron's, d. h., ersteres führt das Wasser von unten, letzteres von oben dem Rade zu. Hierauf dürfte jedoch Herr Nagel nicht den Anspruch machen, der Erste gewesen zu sein, der solche Anordnung traf, indem, z. B., bekannt ist, daß Herr Commissionsrath Wedding in Berlin bereits vor vielen Jahren Turbinen mit Wasserzuleitungen von unten angegeben und auch unter seiner Leitung ausführen ließ, sowie auch endlich ein solches Rad in dem Notizblatte des Berliner Architectenvereins abgebildet und beschrieben sich vorfindet.

Als neu am Nagel'schen Rade erscheint uns dagegen die Schützenführung, sowie besonders die Anordnung, wodurch dem Aufschlagwasser der Zutritt zur Reibungsstelle des Zapfens verwehrt wird.

Hiernach dürften zur Erläuterung unserer Zeichnungen noch folgende Angaben nöthig sein: **AA** ist der Wasserzuführcanal, **BB** das auf der Betriebwelle **C** festgekeilte Rad; **DD** der Leitcurvenapparat, der mit seiner Nabe auf dem gußeisernen, völlig feststehenden Ständer **E** so angebracht ist, daß er sich an diesem auf und ab schieben läßt.

F, **F** sind Holzbacken, welche zwischen die Enden der Leitcurven treten. **G** ist der in den Ständer **E** eingeschobene und mittelst eines Keils **x** festgestellte Zapfen, auf welchem das Rad **B** mit der Welle **C** gleichsam gehangen ist und um diesen sich dreht. Die Oelzuführung für den Zapfen erfolgt durch eine Bohrung **y** in der Welle **C**, und der Zutritt des Aufschlagwassers zum Zapfen ist auf folgende sinnreiche Weise abgesperrt: Wie besonders

aus Fig. 52 erhellt, ist zwischen der Welle C und der Nabe des Rades B ein (im Durchschnitte gezeichneter) Blechcylinder u eingeschoben, der in eine kreisförmige Nuth v am Kopfe des Ständers E tritt und sich in dieser frei bewegen kann. Ebenfalls oberhalb, oben am Mantel von E, ist ein zweiter dem ersten concentrischer Blechcylinder u aufgesetzt, dessen obere freie Kante beinahe bis an den Teller reicht, welcher das Rad B trägt.

Der auf E verschiebbare Leitcurvenapparat vertritt gleichzeitig die Stelle des Schützens, d. h., die Oeffnungen an den Enden der Leitcurven werden verringert, sobald D herabgezogen, vergrößert, wenn D hinaufgezogen wird.

Der Aufzug selbst erfolgt durch ein Hebelwerk, und es kann vom Innern des Gebäudes überhaupt vom beliebigen Orte aus bewirkt werden. In den Oeffnungen m, m der Nabe des Leitcurvenapparates D sind Zugstangen n (Figur 50) befestigt, deren Enden mit Gelenken o, p verbunden sind, welche letztere, wieder mit Hebeln p, q und einem Hebel r vereinigt, endlich die erforderlichen Stellungen mit Hülse einer Zugstange t zulassen. (Die Welle s, woran der Hebel n z befindlich, geht natürlich durch eine — in den Zeichnungen angegebene — Stopfbüchse.) Am obern Ende der Zugstange ist eine Zahnstange gebildet, welche mit Treibrad, Kurbel u. s. w. in Verbindung steht. Alles Weitere ist jedenfalls von selbst klar. Bemerken wir indeß noch, daß die von Nagel bestimmten Constructionsverhältnisse recht gut gewählt zu sein scheinen, die Erfolg versprechen, wenn nur sonst diese Räder nicht als das non plus ultra für alle vorkommenden Fälle betrachtet werden. Namentlich dürfte zu bemerken sein, daß da, wo man noch gute ober-

schlägige Räder anzubringen im Stande ist, Turbinen durchaus wegbleiben sollten.

Was endlich die Zuführung des Wassers von unten anlangt, so möchte zu bemerkrn sein, daß hierdurch 1) das Wasser zwei Mal mehr aus seiner Richtung abgelenkt wird, als wenn man solches von oben zuführt; 2) ein Schmuz- und Schlammreservoir unter dem Rade gebildet wird, und 3) in vielen Fällen der Apparat zur Aufnahme des Wassers, bevor er in das Rad tritt, für eine recht vortheilhafte Wirkung nicht so bequem beliebig groß genug gemacht werden kann, als bei der Zuleitung von oben. Völlig entscheidend dürften erst mehrfache Erfahrungen über beide Constructionsarten sein.

§. 2.

Beschreibung der Turbine mit vielen Schützen des Herrn Fontaine, Mechanikers in Chartres *).

Der Erfinder dieser Turbine erhielt bei der Industrieausstellung zu Paris im Jahre 1844 wegen derselben eine silberne Medaille.

Fig. 53 ist ein verticaler Durchschnitt durch die Mitte der Turbine, ihrer Schützenvorrichtung und des Leitrades. Figur 54 zeigt die vollständige Turbine, von oben gesehen. Herr Fontaine läßt einen oberhalb angebrachten Zapfen das ganze Gewicht der Turbine tragen; dieser Zapfen dreht sich mit einer hohlen Säule A, an welche oben eine Erweiterung A' angegossen ist, um darin Raum für die Pfanne,

*) Bulletin de la Société d'Encouragement. Févr. 1845.

den Zapfen und die Schraubenmutter zu haben. Diese Säule umgiebt fast ihrer ganzen Höhe nach eine Achse B, welche in der Mitte der Fußplatte C gut befestigt ist, und diese selbst ist zuvor auf einen großen Quaderstein D am Grunde des Wassers aufgeschraubt. Der obere dickere Theil a dieser Achse ist mit einer metallenen Pfanne b (Figur 55) versehen, und in diese ist eine Stahlplatte c eingelegt, auf welcher sich der Zapfen d dreht. Letzterer ist von Schmiedeeisen, unten angestählt und weiter oben mit einem Gewinde versehen, über welches eine Mutter e geschraubt wird, um die Höhe der Turbine zu reguliren. Soll die Bewegung der Turbine in ein höher gelegenes Stockwerk fortgepflanzt werden, so kuppelt man auf die Säule A eine verticale Achse E und läßt den Zapfen d in dieselbe hineinreichen.

Das eigentliche Rad besteht aus zwei Theilen: 1) aus einer Krone F, welche aus zwei concentrischen Ringen besteht, zwischen denen sich die gekrümmten Schaufeln f befinden; 2) aus einem gußeisernen Teller H, welcher auf die sich drehende Achse oder Säule mittelst Schrauben h befestigt ist. Die Oeffnungen g in diesem Teller gestatten, daß man das Innere reinigen, die Schrauben h anziehen und die Mutterschrauben, durch welche die Krone der Turbine mit dem Teller verbunden ist, einbringen kann.

Ueber der Krone F ist eine zweite G (Fig. 53, 54, 56 und 57) angebracht. Sie ist mit den Leitschaufeln i aus Einem Stücke gegossen, deren Neigung Fig. 56 und 57 der Neigung der Turbinenschaufeln entgegengesetzt ist. Die Zahl der Leitschaufeln beträgt die Hälfte der Turbinenschaufeln. Da die Krone G ganz fest stehen muß, schraubt sie Herr Fontaine mit Schrauben K auf Balken, welche

in das Fundamentmauerwerk eingelassen sind, so daß sie ungefähr gleiche Höhe mit dem gewöhnlichen Unterwasserspiegel haben. An der Krone G sind innen und außen Ränder angegossen, damit man dieselbe an eine gußeiserne Scheibe I anschrauben kann, welche mit einem hölzernen Boden n bedeckt wird. Die Scheibe I ist in der Mitte mit zwei metallenen Lagern m versehen, um die Turbinenachse in verticaler Richtung zu erhalten und zu verhüten, daß dieselbe nicht einem Seitendrucke nachgeben könne.

Aus dem Durchschnitte Figur 53 ist ersichtlich, daß der obere Theil der Krone, da, wo das Wasser in dieselbe einströmen soll, abgerundet ist und sich an den abgerundeten Theil des Holzbodens anschließt, um den Wassereinfluß zu erleichtern und die Contraction zu verringern. Eine aus zwei Theilen bestehende Röhre K, welche sich bis über den höchsten Oberwasserspiegel erhebt, verhindert, daß das Wasser zu den Lagern in der Scheibe I gelangen könne. Herr Fontaine nimmt, wie bei dem Systeme von Callon, eben so viele Schützen an, als Oeffnungen in dem Leitrade sich befinden. Jede dieser Schützen besteht aus einer rechtwinkeligen, gußeisernen Platte p, welche mit kleinen Vorsprüngen versehen ist, die in Nuthen eintreten, welche sich in den beiden cylindrischen Theilen der obern Krone befinden. Sind diese Schützen auf die tiefste Stelle herabgelassen, so schließen sie die Zuflußöffnungen vollkommen, wie aus Fig. 56 zu ersehen ist; sind sie aber in die Höhe gezogen, so lassen sie diese Oeffnungen ganz frei, wie Fig. 58 deutlich zeigt. Die Rückseite einer jeden Schütze p ist mit einem abgerundeten Holzstücke r versehen, um dem Wasser so wenig, als möglich, Widerstand darzubieten und folglich Kraftverlust zu vermeiden. Diese Holzbekleidung

geht bis auf die Ebene des Rades hinab und bedeckt so vollständig zwei aufeinander folgende Schaufeln, wie Fig. 56 zeigt.

Um alle Schützen gleichzeitig miteinander bewegen zu können, befestigt Herr Fontaine oben an jeder derselben eine verticale Stange j, und diese sind wieder mit einem gemeinschaftlichen Ringe J (Figur 53 und 56) verbunden, welcher an seinem Innern Ohren t trägt, um in denselben die drei Zugstangen N befestigen zu können, welche nur gehoben oder gesenkt zu werden brauchen, um zu gleicher Zeit alle Schützen zu öffnen, oder zu verschließen. Diese Zugstangen sind an ihrem obern Ende mit einem Gewinde versehen und gehen durch metallene Muttern in den verzahnten Rädern M, M, welche durch eine endlose Kette O (Fig. 53 und 54) so miteinander vereinigt sind, daß, wenn das eine derselben gedreht wird, auch die übrigen diese Bewegung annehmen müssen. Deshalb ist auf dem einen dieser Räder ein cylindrisches Rad P mittelst Schrauben, welche durch die Ohren o gehen, befestigt. Mit diesem Rade P ist ein Getriebe im Eingriffe, dessen verticale Achse ein horizontales Winkelrad q trägt, das durch ein verticales Winkelrad s getrieben wird. Auf der Achse u dieses letztern, und zwar im Innern des Gebäudes, ist ein Schwungrad mit Kurbel q angebracht. Die verticale Achse, durch welche das Rad P getrieben wird, geht durch eine Art von Pfeiler oder Säule aus Gußeisen R, welche oben mit einem Metalllager versehen ist und mit zwei Armen v, v endigt, die ebenfalls mit Messing ausgefüttert sind, und in welchen sich die hoorizontale Achse u dreht. Die Säule ist auf einen der Arme des gußeisernen Kreuzes L aufgeschraubt, in dessen Mitte eine Metallhülse x sich befindet, durch welche

die hohle Turbine oder Treibachse geht und deren Seitenbewegungen verhindert werden. Um die Bewegung der Zugstangen N zu beschränken, wurden auf dieselben unter dem Boden Ringe mit Stellschrauben g, g aufgeschoben, welche, wenn sie an dem Boden anstoßen, anzeigen, daß die Schützen vollkommen geöffnet sind. Auf diese Weise ist man sicher, daß sie niemals aus ihren Leitnuthen herauskommen und folglich jedes Mal an ihre Stelle zurückgelangen, wenn man sie ganz schließen will.

Die soeben beschriebene Turbine, welche eine Mahlmühle mit vier bis fünf Paar Steinen zu treiben hat, arbeitet bei einem mittlern Gefälle von 1,40 Meter. Sie hat 64 Schaufeln, deren Krümmung durch zwei Kreisbögen gebildet wird, von denen der eine a′ b′ (Figur 58) seinen Mittelpunct o′ auf der Horizontallinie hat, welche mit der obern Fläche der Turbine zusammenfällt; der andere hingegen b′ c′ hat seinen Mittelpunct o oberhalb dieser Linie. Betrachtet man die Curve am äußern Radkranze, so findet man als Radius des ersten Kreisbogens ungefähr 0,18 Meter, und als den des zweiten 0,30 Meter. Herr Fontaine suchte die Hauptbedingung zu erfüllen, daß das Wasser so viel, als möglich, unter rechtem Winkel auf die Radschaufeln gelangt und so viel, als möglich, tangential von denselben abfließt, um den größten Nutzeffect zu erreichen. Die Krümmung der Leitschaufeln besteht ebenfalls aus Kreistheilen, an welche sich aber ein kleines gerades Stück anschließt. Der untere Bogen a′, dessen Mittelpunct o″ ist, ist derjenige, welcher das Wasser auf die Radschaufeln leitet; er hat einen Halbmesser von 0,28 Meter, so daß er mit der Horizontallinie o′ a′ einen Winkel bildet, welcher nicht über 11 bis 12 Grade hat.

§. 3.

Doppel-Turbine von André *).

Diese Turbine, deren Verticalprojection in Fig. 59 gegeben wird, ist in Folge des Bedürfnisses eines Motors, welcher bei einem variirenden Gefälle von 0,8 bis 2,5 Meter und einer mehr als ausreichenden Wasserkraft einen mittlern Nutzeffect von 40 Pferdekräften leistet, entworfen worden. Bei den angegebenen Gefällverhältnissen werden sehr verschiedene Aufschlagsquanta beansprucht. Denn nimmt man bei dem höhern Gefälle den Wirkungsgrad zu 0,6, bei dem niedern Gefälle aber zu 0,5 an, so sind bei ersterem

$$\frac{40 \cdot 75}{2,5 \cdot 0,6} = 2000 \text{ Kil.} = 2 \text{ Cubikmeter}$$

Aufschlag erforderlich, während bei dem Gefälle von 0,8 Meter

$$\frac{40 \cdot 75}{0,8 \cdot 0,5} = 7500 \text{ Kil.} = 7,5 \text{ Cubikmeter}$$

Aufschlag, also ungefähr das vierfache Volumen, gebraucht werden.

Diesen Bedingungen läßt sich nur durch eine Turbine von variabler Capacität genügen. André hat daher eine Doppelturbine mit zwei Schützen vorgeschlagen, von der Art, daß man bei beträchtlicher Aufschlagsmenge alle oder den größern Theil der Oeffnungen öffnet, und bei geringerer Menge nur einen Theil davon. Die Turbine besteht aus einem großen gußeisernen Kranze A', der durch verticale concentrische Scheider in mehrere, voneinander unab-

*) *Armengaud* Publication industrielle, Tome 6.

hängige Abtheilungen a, b, c, d getrennt wird, von denen jede mit einem besonders verrissenen Systeme von Schaufeln versehen ist.

Der Vertheiler oder Leitschaufelapparat B liegt über dem Rade und enthält ebenfalls einen Scheider e, durch den er in zwei Abtheilungen zerfällt, wovon die eine f mit den Zellen a und die größere Abtheilung g mit den übrigen gleichzeitig gefüllt werdenden Canälen b, c und d des Rades communicirt.

Die zwei Abtheilungen des Leitschaufelapparates werden durch die ringförmig gestalteten Schützen C und D unabhängig voneinander geschlossen, indem diese Schützenringe die Durchmesser und die Weite der entsprechenden Abtheilung besitzen. Jeder solcher Ring hängt an einigen Zugstangen h, h', die sich durch einen passenden Mechanismus gleichzeitig anziehen lassen.

Bei 2,5 Meter Gefälle wird nun die Abtheilung f geöffnet, und es werden alsdann nur die Canäle a gefüllt; bei geringerem Gefälle schließt man dagegen C und zieht die Schütze D auf, um das Wasser durch die Abtheilung g einzuführen und durch die Abtheilungen b, c, d gleichzeitig ausfließen zu lassen. Nöthigenfalls kann man auch alle beide Schützen ziehen und das Wasser durch das ganze Rad ausfließen lassen.

Die Eintrittsverluste des Wassers in die Leitschaufeln sind durch die Austrichterung der letzteren herabgezogen. Der Leitschaufelapparat ist aus Gußeisen und ruht auf einem Holzrahmen E, der auf gußeisernen Trägern liegt. Der mittlere Theil hat die Form einer Glocke, um das Wasser gut zu leiten, und ist im Mittel zur Einführung der verticalen Welle G der Turbine durchbohrt.

Letztere ist hoch gegossen und trägt zwei gußeiserne Scheiben **H**, die an ihr mit Keilen befestigt sind, und an diesen Scheiben ist der Radkranz aufgeschraubt. Ein stählerner Zapfenstift **I** ist in einer feststehenden Büchse **J** befestigt und läßt die bronzene Pfanne **i**, die sorgfältig am untern Ende der Welle angebracht ist, auf sich spielen. Die Röhre **j** im Innern der hohlen Welle führt fortwährend Schmiere zu, welche durch die eiserne Scheibe **k** am Auslaufen gehindert wird. Die Büchse **J** sitzt in dem Lager **K**, welches auf ein steinernes Fundament befestigt ist, und wird durch Stellschrauben centrirt.

Erfahrungen sind über diese Art von Turbinen noch nicht gemacht worden.

§. 4.

Turbine von Laurent und Deckherr *).

An dieser Turbine bemerken wir zunächst eine sehr zweckmäßige Schmiervorrichtung, welche zugleich den Zapfen ganz trocken legt. Diese Vorrichtung ließ sich Laurent im Jahre 1845 speciell patentiren.

Zweitens fällt daran eine Vorrichtung auf, mittelst welcher man die Capacität der Turbine jederzeit mit der Aufschlagswassermenge in Verhältniß setzen, also bei vermehrtem Aufschlage die Radweite vermehren, sie aber umgekehrt vermindern kann, wenn weniger Wasser vorhanden ist.

Um diesen Zweck zu erreichen, ist die Schützenvorrichtung so getroffen, daß sie in der Turbine auf

*) *Armengaud*, Publication industrielle, Tome 6.

und absteigen und sich mit ihr fortwährend drehen kann, woraus hervorgeht, daß die Canäle der Turbine jederzeit auf eine passende Höhe gestellt werden können, die dem vorhandenen Wasserquantum genau entspricht.

Fig. 60 ist ein Verticalschnitt durch die Achse der Turbine; Figur 61 ist ein Horizontalschnittt in der halben Höhe des eigentlichen Rades.

Die eigentliche Turbine besteht hiernach aus einem gußeisernen Boden A, auf welchem die gekrümmten Schaufeln B, deren Höhe für die größte Wassermenge berechnet ist, befestigt sind.

Der Wasserverbrauch wird durch die kreisförmige Schütze C regulirt, welche die Höhe der Radcanäle bis auf die bei dem geringsten Ausflußquantum erforderliche Höhe zu reduciren gestattet.

Zur Einführung des Wassers in das Rad haben die Erfinder einen gußeisernen Kranz D mit krummen, feststehenden Leitschaufeln a angenommen und eine Glocke E angebracht, welche letztere trägt und mit dem Kranze D zusammenhängt. An dieser Glocke ist die Stange b befestigt, die am untern Ende durch ein Lager c geführt wird und mit der Schütze abwechselnd steigen und sinken kann. Vier massive Stücke d, die an dem Kranze der Turbine gelassen worden sind, dienen, ihn mit Schrauben an dem gußeisernen Kreuze F zu befestigen, dessen Nabe auf der stehenden Welle aufgeschliffen und fest gemacht ist.

Man sieht aus der Zeichnung, daß diese Turbine keinen obern Kranz besitzt, der bei anderen Turbinen die Radcanäle oben schließt; es wird dies vielmehr durch die bewegliche Schütze selbst bewirkt welche an ihrem cylindrischen Körper eine Menge Einsatzstücke e von der Form der Radcanäle trägt

Bemerken wir noch, daß diese Schütze durch die vier vollen Stücken d, welche die Basis der Turbine mit ihrer Einfassung verbinden, ebenfalls in vier gleiche Theile getheilt wird. An der untern Seite der Einsatzstücke sind flache Leder aufgelegt, die man durch aufgeschraubte Blechstreifen am Holze befestigt.

Der cylindrische Theil der Schütze ist sorgfältig abgedreht und geschliffen, um in das Rad zu passen; die Einsatzstücke e sind daran mittelst des gußeisernen, am obern Rande der Schütze angeschraubten Randes f befestigt, und die vier Arme g vermitteln die Verbindung mit dem Muffe h von Gußeisen. Letzterer ist durch eine Nuth und Feder mit der Welle verbunden und wird sonach bei der Drehung der Welle sammt der ganzen Schütze mit herumgenommen, ohne dabei in seiner Verticalbewegung gestört zu werden.

Um das Gleiten dieses Muffes auf der Welle zu bewirken, hängt er an einem gußeisernen Halsringe **H**, der aus zwei Theilen besteht und mit den beiden krummen Armen **I** verbunden ist. Letztere nehmen am aufwärts gebogenen Ende Muttern **i** auf, durch welche die Schrauben **J** hindurchgehen, welche, durch Ansätze festgehalten, nur um sich selbst drehbar sind und daher den Halsring **H** nebst dem daran hängenden Schützenapparate auf- oder abwärts schieben, je nachdem sie rechts oder links gedreht werden.

Auch die Glocke mit den Leitschaufeln ist so eingerichtet, daß sie mit der Schütze auf oder nieder gehen kann, ohne sich jedoch zu drehen. Es ist nämlich die eiserne Stange **b** von dem Querjoche **k** umfaßt, welches durch die Zugstangen **l** mit den gußeisernen Armen **m**, die ebenfalls von dem Halsringe **H** ausgehen, verbunden ist. Durch diese Vorrich-

tung wird die Glocke E gezwungen, sich mit dem Halsringe H zu bewegen.

Die gußeisernen Supports K, gegen welche die Standringe der Schrauben J befestigt sind, erheben sich über den Boden des Maschinenraums. Der Kopf der einen Schraube trägt eine Schwungkurbel n, die beliebig nach beiden Seiten gedreht werden kann, und eine Kette ohne Ende o, die über zwei an den Schraubenspindeln sitzende gezahnte Räder p gespannt ist, überträgt die Bewegung an die andere Schraube.

Bei dieser Art von Turbinen tritt das Wasser von unten durch einen untern, in dem Mauerwerke L ausgesparten Canal, dessen obere Mündung durch eine gußeiserne Randplatte M, welche den Boden der Leitschaufeln bildet, verwahrt ist. Dieselbe ist durch starke Schrauben an dem Gemäuer von Quadern oder Ziegelsteinen befestigt. Eine obere Grundplatte N ist auf eine kreisförmige Scheibe O geschraubt, und mehrere mit Deckeln verschlossene Oeffnungen gestatten die Untersuchung des Innern. Diese Platte ist im Centrum für die Tragstange q mit Stellschrauben durchbrochen, durch welche mittelst der starken Mutter r der senkrechte Wellbaum gehoben werden kann.

Aus der Detailzeichnung Figur 62 ersieht man noch deutlicher die eigenthümliche Einrichtung dieses Zapfens, welcher von den Erfindern „Zapfen mit atmosphärischer Schmierung" genannt wird. Der Zapfenständer P ist in eine gußeiserne Schale s eingeschlossen, über welche eine Glocke Q, die mit der Nabe des Sternes F der Turbine aus einem Stücke gegossen sein kann, weggestürzt ist. Die Schale ist voll Oel und enthält das Zapfenlager t mit der Stahlplatte u, auf welcher der Zapfen v

der stehenden Welle ruht; sie wird durch Stellschrauben x leicht centrirt. Kleine Säulen y, durch welche Befestigungsschrauben hindurchgehen, heben die Schale über die Lagerplatte O, und die Stellschraube q, welche unter derselben befindlich ist, geht durch die Mutter r hindurch, welche durch einen in die Löcher im Umfange gesteckten Bolzen gedreht werden kann, wobei das Lager gehoben oder niedergezogen wird, je nachdem die Drehung nach der einen oder andern Seite erfolgt. Die Schraube kann sich hierbei nicht selbst drehen, da sie durch eine Nuth in der Platte P festgehalten wird, und kann also nur in verticaler Richtung verschoben werden. Aus dieser Disposition geht hervor, daß der Wasserdruck, welcher sich bei steigend anwachsendem Unterwasser um das Lager herum bildet, die Luft zwingt, in der Glocke Q zu bleiben und daher das Wasser daran verhindert, in die Schale einzutreten und den Stahlstift v oder die Lagerplatte zu benetzen.

Aus der gegebenen Beschreibung erklärt man sich leicht die Thätigkeit dieser Apparate. Das Aufschlagwasser tritt durch den unterirdischen Canal R ein, wird von dem Leitschaufelapparate D gegen die Radschaufeln A gewiesen und treibt dieses Rad und mit ihm mittelst der Arme F die stehende Welle G im Kreise herum. Das Aufschlagsquantum wird durch die ringförmige Schütze regulirt, deren Einsatzstücke den freien Raum zwischen den Radschaufeln erfüllen und sich fortwährend mit dem Rade drehen, mögen sie auch von dem Radboden näher oder weiter abstehen. Die Canäle sind also stets gefüllt.

Diese Schützenvorrichtung besitzt noch den großen Vortheil, sich außerordentlich leicht stellen zu lassen, da der Aufdruck des Wassers gegen die untere Fläche der Einsatzbacken der Reibung dieser Theile,

ihrem Gewichte und selbst der Last der ganzen übertragenden Maschinentheile sehr wohl das Gleichgewicht halten kann. Während des Ganges der Turbine und selbst bei dem Stellen der Schütze ist daher diese Reibung sehr gering.

Will man den Stift untersuchen, so zieht man den Keil z, Fig. 60 und befestigt mit vier Schrauben die Nabe und Radarme der Turbine mit den Armen des Kreuzes des Schützenringes; hierauf windet man die Turbine herauf, indem man den Mechanismus des Schützenziehens in Thätigkeit setzt, und dabei hebt sich die Glocke um so viel, daß man zu dem Zapfen gelangen kann.

§. 5.

Drehende Schütze für Köchlin'sche Turbinen *).

Für die Turbinen, welche von oben beaufschlagt werden, wie die Köchlin'schen Turbinen, haben Laurent und Deckherr folgende eigenthümliche Einrichtung angegeben.

Um Turbinen zu erhalten, welche sehr verschiedene Wasserquantitäten benutzen können, braucht man, wie dies schon Gentilhomme gethan hat, nur eine Vorrichtung zu treffen, bei welcher für geringere Wassermengen eine Anzahl der Radcanäle verdeckt und nur bei vollem Aufschlagwasser alle Canäle offen gelassen werden.

Bei der zu beschreibenden Construction ist ein Theil der Radcanäle auf der einen Seite nur auf die äußere Hälfte offen, während die anderen Canäle

---

*) *Armengaud,* Publication industrielle, Tome 6.

auf der andern Seite des Rades nur auf die innere Hälfte geöffnet sind. Die Schütze ist eine Art cylindrischer Kranz, der auf dem obern Rande des Leitcurvenapparates ruht, und ist mit zwei halbkreisförmigen Ausschnitten versehen, wovon der eine, größere, der erstern Reihe von Oeffnungen entspricht, während der andere, mit dem geringern Durchmesser, mit den anderen Oeffnungen correspondirt. Da diese Schütze am äußern Rande gezahnt ist, so läßt sie sich sehr leicht drehen und daher eine größere oder geringere Zahl von Canälen sich öffnen.

Figur 63 und 64 geben die Zeichnung dieser Vorrichtung.

Der Leitschaufelapparat **A** ist ein gußeiserner Ring, dessen Inneres **B** durch gekrümmte Schaufeln in Canäle zerlegt wird, durch welche das Wasser nach dem Rande geleitet wird.

Auf dem obern Rande dieses Ringes liegt ein horizontaler Schieber mit zwei ringförmigen Oeffnungen **C** und **D**, wovon jede die Hälfte der Leitschaufeln bloslegt, aber mit dem Unterschiede, daß die eine Oeffnung einem kleinern Durchmesser zugehört, als die andere, wenn auch ihre Querschnitte gleich sind.

Ueber diesem Schieber ruht nun die kreisförmige Schütze **E**, sorgfältig aufgeschliffen und ebenfalls mit zwei halbringförmigen Ausschnitten **C'** und **D'**, die den vorher beschriebenen vollkommen gleich sind, versehen. Ein Holzfutter, welches in diese Schütze eingepaßt ist, giebt den Oeffnungen eine Gestalt, bei welcher die Contraction des Wassers beseitigt wird, und der vorspringende Rand **a** am Boden der Schütze erhält sie sicher in der Achse des Leitschaufelapparates und dient ihr zugleich bei der Bewegung als Zapfen. Am äußern Rande der Schütze sitzt ein gezahntes Rad **b**, in welches ein Pignon **G** greift,

dessen Welle über den Boden heraufgeführt und mit einer Kurbel gedreht wird.

Dreht man letzteres Getriebe, so wird dadurch begreiflicherweise die Stellung der Schütze verändert, und es wird sonach ein Theil der Canäle geöffnet oder verdeckt werden. Es werden jederzeit die diametral gegenüberliegenden Canäle gleichzeitig geschlossen, und man kann damit so weit gehen, daß die Leitschaufelcanäle ganz bedeckt sind, die Turbine also still stehen muß, oder auch nur eine beliebige Zahl von Canälen bedecken, indem man die Zahl dieser Oeffnungen oder den Querschnitt des Austrittes nach der vorhandenen Wassermenge proportionirt.

Diese Vorrichtung erscheint einfach, ist billig, leicht und sicher herzustellen, führt aber allerdings vielfache plötzliche Querschnittsveränderungen mit sich, die lieber umgangen werden möchten.

Nach Versuchen einer Commission von Ingenieurs giebt eine nach diesem Systeme gebaute Turbine in Dolaincourt einen Wirkungsgrad von 0,79, wenn alle Eintrittsöffnungen geöffnet sind.

Bei Verminderung des Aufschlages von 72 auf 49 oder von 3 auf 2 war der Wirkungsgrad noch 0,66;

die Geschwindigkeit konnte zu beiden Seiten der zweckmäßigsten Geschwindigkeit nicht unbedeutend schwanken, ohne daß der Wirkungsgrad merklich abnahm;

die Leistung konnte bis auf das 2,31fache des günstigsten Effectes gesteigert werden, was diese Art von Turbinen für solche Anlagen, bei denen vorübergehend außerordentliche Leistungen gefordert werden, besonders empfehlenswerth macht.

§. 6.

Callon's verbesserte Turbine *).

Diese Turbine ist in Fig. 65 in einem verticalen Durchschnitte und in Figur 66 in theilweisem Horizontaldurchschnitte abgebildet, und zwar in 25 Theile der natürlichen Größe.

Das eigentliche Rad besteht aus der gußeisernen Scheibe A, welche äußerlich den Radkranz B trägt; in dem letztern befinden sich 40 Blechschaufeln a, oberhalb und unterhalb vernietet. Zwischen den Schaufeln liegen hölzerne Futter, deren Form so berechnet ist, daß die zwischen denselben und den Schaufeln bleibenden Querschnitte den Geschwindigkeiten der durchtretenden Wassermasse umgekehrt proportional sind. Die gußeiserne Scheibe A ist auf den conischen Muff C aufgekeilt und wird durch denselben mit der schmiedeeisernen Welle D verbunden.

Die feste Bodenfläche E ist auf ähnliche Art, wie gewöhnlich, oberhalb befestigt und trägt die Leitschaufeln b von Blech; diese Bodenfläche ist mittelst des Muffes c an das hängende Tragrohr F befestigt. Die Leitschaufeln sind in derselben Anzahl vorhanden, wie die Radschaufeln; oberhalb sind zwischen dieselben innerhalb abgerundete Holzfutter eingesetzt, durch welche die Contraction vermindert werden soll. Diese Futter sind an einer eisernen ringförmigen Platte befestigt, welche unterhalb N die Ausströmungsöffnung des Wassers aus dem Turbinenkasten begrenzt. Zwischen E und F ist eine Art Schirm e angebracht, welcher dem Wasser die Richtung nach dem Rade ertheilen soll.

---

*) Bulletin de la Société d'Encouragement. Nov. 1844.

Der verstählte Zapfen **K**, auf welchem sich das Rad dreht, steht fest und hat etwa im Dritttheil seiner Länge eine vorstehende Scheibe **f**, mit welcher er auf der obern Fläche der gußeisernen Büchse **L** ruht; es liegen dazwischen zwei halb geschnittene Einlegscheiben, die durch kleine Zähne in ihrer Lage erhalten werden. Wenn der Zapfen durch das stählerne Ende der Welle abgenutzt ist und sich das Rad auf diese Art senkt, so braucht man das Rad nur um einige Millimeter zu heben und diese Unterlagscheiben auszuwechseln. Die Büchse **L** ist auf die Unterlagplatte **M** aufgekeilt und letztere ist gegen das Mauerwerk verschraubt. Der Zapfen ist mit einem Oelgange durchbohrt, und es wird ihm durch das oben mit einem Behälter versehene Rohr **g** das erforderliche Oel zugeführt.

Das System des Schützens zeichnet die Callon'sche Turbine ganz besonders aus; es sind nämlich bei derselben vor den Leitcurven partielle Schützen **H** angebracht, welche je zwei Austrittsöffnungen gleichzeitig bedecken. Jede solche Schütze ist an einer Stange **I** angebracht und kann durch dieselbe gestellt werden. Es ist jeder solcher Schützen nur eine doppelte Stellung gestattet: entweder muß man die Wasseraustrittsöffnung ganz verschließen, oder ganz öffnen, und die Anzahl der überhaupt gleichzeitig zu öffnenden Schützen richtet sich nach der gesammten disponiblen Wassermenge.

Die Vorzüge und Eigenthümlichkeiten, welche Callon seiner Einrichtung zuschreibt, sind folgende:

1) In vielen Fällen, wo der Wirkungsgrad der Turbinen bei stark veränderlichen Wassermengen sinkt, bleibt er hier ziemlich constant.

2) Das Wasser im Rade soll einen ganz regelmäßigen Lauf haben und weder eine saugende, noch eine stoßende Wirkung eintreten.

3) Das Wasser soll auf eine bessere Art aus der verticalen Bewegungsrichtung in die horizontale übergeleitet werden.

4) Die partiellen Schützen sollen nur die zu dem Rade zutretende Wassermenge reguliren, es kann daher entweder vor dem Turbinenkasten oder in demselben noch eine Schütze angebracht werden.

5) Da die Leitcurven nur den äußern Umfang des Bodens der Platte einnehmen, so kann man dieselben genügend vervielfältigen.

6) Die Reparaturen lassen sich leicht anbringen.

Die beschriebene Turbine ist in der Mühle zu Montigny sur Arve aufgestellt; sie macht bei 0,90 bis 1,25 Meter Gefälle in der Minute 17,71 Umdrehungen, giebt im Mittel 80 Procent Nutzeffect, und letzterer würde nur bei übergroßer Fluth oder übermäßiger Trockenheit unter 70 Procent fallen.

§. 7.

Dahlhaus's Verbesserung an der Construction der Turbinen *).

Die horizontal laufenden Wasserräder oder Turbinen, wie solche zuerst mit sehr glücklichem Erfolge von Fourneyron construirt und in die Praxis eingeführt wurden, kommen in neuerer Zeit mit mehr oder weniger abweichenden, jedoch ihr Princip oder ihre Wirkungsart nicht ändernden Constructionen,

*) Dingler's polytechnisches Journal Band 101, Heft 3.

mehr und mehr in Anwendung, und besonders da mit gutem Erfolge, wo man über bedeutende hohe Gefälle zu disponiren hat; oder wo der Unterwasserspiegel oder der Wasserstand im Abzugscanale sehr häufig steigt und fällt, und es gleichwohl wegen nur geringer Wassermenge erwünscht ist, stets das ganze Gefälle zweckmäßig zu benutzen, oder auch, wo es zweckmäßig ist, direct durch das Rad und ohne Zwischenwellen und Räder eine große Anzahl Umdrehungen pro Minute zu erlangen; oder ferner da, wo es wesentlich ist, das Rad in einen sehr kleinen Raum innerhalb der Mühl- oder Fabrikgebäude gegen den Frost gesichert zu legen ꝛc.

Die Hauptbedingungen, eine zweckmäßige Turbine zu construiren, sind folgende:

Die Dimensionen des Rades und der Directionstheile, sowie die Form, Zahl und Stellung der Schaufeln des erstern und der Leitschaufeln der letzteren sind so zu bestimmen, daß in allen Beziehungen der Theorie möglichst genau genügt wird, berücksichtigend, daß bei letzterer nicht nur der Widerstand, den das Wasser bei seinem Ausflusse zwischen den Directionsschaufeln, sondern auch derjenige, den dasselbe während seiner Bewegung im Rade erleidet, mit in Rechnung gebracht ist. Selbstverständlich bleibt es hierbei, daß, da in der Theorie nur unendlich dünne senkrechte Wasserschichten betrachtet werden können, dieselben aber in der Praxis eine merkliche Dicke haben, die Schaufeln des Rades, wie die der Directionsscheibe, so gestellt werden, daß die zwischen je zwei aufeinander folgenden Schaufeln entstehenden Oeffnungen bei'm Ausfließen des Wassers und während der Bewegung des Rades Wasserkörper aufnehmen, deren m i t t l e r e, d. h. in der Mitte desselben gedachte, senkrechte dünne Wasser-

schichten jener Theorie möglichst genau genügen. Ebenso müssen die lichten und rechtwinkelig gemessenen Oeffnnngen zwischen den Schaufeln am äußern Umfange mindestens so groß sein, daß das Wasser aus ihnen, mit Rücksicht auf die in denselben Statt findende, aus seiner ursprünglichen Ausflußbewegung und aus der Rotation des Rades und der Centrifugalkraft entspringende Geschwindigkeit, bequem in solcher Menge ausfließen kann, als es von der Directionsscheibe zugeführt wird. Nie sollte dagegen durch eine fehlerhafte Construction das Wasser gezwungen werden, bei der Bewegung oder dem Durchfließen durch das Rad einen Druck oder Stoß gegen die hintere oder convexe Seite der Schaufeln auszuüben, weil die Theorie diesen Fall nicht zuläßt. Der die Bewegung des Wassers im Rade modificirende Widerstand übt theoretisch keinen, in der Praxis einen vielleicht kaum merklichen Einfluß auf den Effect des Rades, dagegen einen wesentlichen auf die Geschwindigkeit desselben und auf die Form und Stellung der Schaufeln aus. Nichtsdestoweniger wird es zweckmäßig sein, die Schaufeln, wie die beiden Radkränze an ihrer innern Seite möglichst sauber und glatt zu machen.

Die der jeweiligen Kraft entsprechende Wassermenge ist stets durch eine Vergrößerung oder Verkleinerung der dem Rade zunächst liegenden Oeffnungen zwischen den Directionsschaufeln, nie aber durch in oder vor dem Zuleitungscanal angebrachte Schieber, Drehklappen oder Schützen zu reguliren. In letzterem Falle würde die Geschwindigkeit des in das Rad tretenden Wassers nicht diejenige sein, welche der Druckhöhe und dem durch Contraction entstehenden Verlustes entspricht; und doch ist es für den guten Effect erforderlich, diese Geschwindigkeit so

groß, als möglich, zu haben. Ausführungen, die auf die erwähnten fehlerhaften Anordnungen basirt waren, mußten daher gänzlich mißlingen, oder doch nur nothdürftig und mit vermindertem Effecte brauchbar sein.

Damit die durch die Schaufeln getheilten Wasserpartieen möglichst genau in der durch die Theorie für unendlich dünne senkrechte Schichten vorgeschriebenen Richtung in das Rad treten, ist es erforderlich, daß die äußeren Enden der Directionsschaufeln dem Rade so nahe, als möglich, gebracht und nicht etwa um den für eine cylinderförmige Schütze erforderlichen Spielraum weiter abgerückt werden. (Es wird diese Bedingung nur durch eine besondere Construction der Directionstheile erreicht, und zwar in der Art, daß dieselbe zugleich als Schütze oder gleichsam als Ventil wirkt.

Da der Effect des Rades innerhalb gewisser, durch die Praxis gebotener Grenzen mit dem innern Durchmesser zunimmt, so folgt daraus schon, daß es zweckmäßig ist, den cylinderförmigen Zuführungscanal, sowie auch die Fortsetzung desselben nach dem Gerinne, hinlänglich groß oder recht groß zu machen. Letzteres ist aber auch deshalb erwünscht, weil dann das Wasser mit um so geringerer Geschwindigkeit zugeführt wird und folglich um so weniger Widerstand erleidet. Aus demselben Grunde hat man ferner darauf zu achten, daß der Zuführungscanal so wenig, als möglich, durch von der speciellen Construction bedingte Vorrichtung, wie, z. B., durch solche zur Bewegung der als Schütze wirkenden Directionsscheibe ꝛc., verengt werde. (**NB.** Mit Rücksicht hierauf ist die Einrichtung getroffen worden, wodurch diese Bewegung durch die hohle Säule Statt findet).

Sehr wesentliche Bedingungen sind nun noch: die möglichst genaue Anfertigung und größte Dauerhaftigkeit aller Haupttheile, sowie die genaue und centrische Befestigung des Rades auf der Welle, eine möglichst leichte Beweglichkeit desselben und vorzugsweise eine Construction, wodurch es möglich wird, den untern Zapfen nebst den Lagern nicht allein außer den Bereich des Unterwassers zu bringen, sondern dieselben auch zu jeder Zeit sehr leicht schmieren, nachsehen und, erforderlichen Falls, in allen Richtungen reguliren oder auswechseln zu können.

Die Abbildungen Fig. 67 bis 70 dienen besonders dazu, zu zeigen, wie den vorstehenden Hauptbedingungen zweckmäßig zu genügen ist. Da aber die Größe des Rades, die Zahl und Form der Schaufeln rc. sich nach einem speciellen Falle richtet und ein solcher hier nicht vorliegt, so ist die Construction darauf beschränkt worden, nur die übrigen, als vorzugsweise die practischen Bedingungen zweckmäßig zu erfüllen. In dem Grundrisse Fig. 68 sind daher die Schaufeln auch nur durch einfache punctirte Linien in ihrer ungefähren Zahl und Form skizzirt worden. Aus den Zeichnungen selbst, nebst der nachfolgenden erläuternden Beschreibung, wird sich ergeben, inwieweit und in welcher Weise diesen übrigen Erfordernissen genügt wird.

Beschreibung der Abbildungen.

Figur 67 stellt einen senkrechten Durchschnitt eines horizontalen Wasserrades nach der Linie 1 — 2 des Grundrisses Figur 68 dar, nebst Ansicht der links liegenden Theile in derselben Figur.

Figur 68 einen Grundriß als Oberansicht und Horizontaldurchschnitt nach der Linie 3 — 4 und die-

jenige rechts als Oberansicht und Horizontaldurchschnitt nach der Linie 5 — 6.

Figur 69 ist ein Theil eines senkrechten Durchschnittes nach der Linie 7 — 8 Fig. 70.

Fig. 70 ist eine Oberansicht des Lagers **A** nach Wegnahme des Deckels oder Aufsatzes **B**.

NB. Die beiden Figuren 67 und 68 sind in $\frac{1}{24}$, die beiden 69 und 70 in $\frac{1}{4}$ der natürlichen Größe abgebildet. Gleiche Buchstaben bezeichnen überall gleiche Gegenstände.

Die Fundament- oder Bodenplatte **U** (Fig. 67 und 68) bildet mit den senkrechten Seitenplatten und mit der mit einem cylinderförmigen Ansatze **N** versehenen Deckplatte den letzten Theil des Zuführungscanals **M**. Auf derselben ist die gußeiserne hohle Säule **C** befestigt, welche sowohl als Führung für die Directionstheile **D**, sowie auch zur Aufnahme des Lagers **A** dient. In den halbrunden Vorsprung oder Wulst **I** an **N** sind senkrechte Nuthen so eingearbeitet, daß darin die Leitcurvenbleche oder Schaufeln der Directionsscheibe bei der Bewegung der letztern auf oder ab gleiten können. Die cylindermantelförmige Oeffnung **g** zwischen **I** und der Directionsscheibe **D** ist schwach conisch, um die Geschwindigkeit des Wassers möglichst groß zu machen. Durch den Bolzen **E**, welcher mittelst des Keiles **P** fest und dauerhaft mit **D** verbunden ist und mittelst des Hebels **F** und der Zugstange **G** 2c. kann die Directionsscheibe der zu consumirenden Wassermenge oder der verlangten Kraft gemäß regulirt werden. Die Bewegung der Stange **G** kann sehr einfach durch ein darin befindliches Schraubengewinde nebst einer durch ein Lager unterstützten, mit einem starken Schlüssel anzuziehenden Schraubenmutter, oder auch durch eine solche Schraubenmutter mit Schneckenrad und Schneckenschraube mit Kurbel erfolgen. Auch kann

mit dieser Schützenzug-Einrichtung da, wo es die Gleichförmigkeit der Bewegung erfordert, zweckmäßig ein Regulator verbunden werden. Zu bemerken ist bei dieser Schützenzug-Vorrichtung, daß die Theile **E**, **B**, **D**, **F** und **G** rc., sowie die Nabe der Directionsscheibe, hinlänglich stark zu machen sind, um dem Wasserdrucke gegen die letztere für die Dauer sicher zu widerstehen und ohne eine schädliche Erschütterung oder Vibration derselben zuzulassen.

Die Schütze des Zuführungscanals **M** (welche noch unter dem niedrigsten Oberwasserstande bleiben muß), bleibt stets ganz geöffnet und wird nur dann geschlossen, wenn das Rad still stehen soll, damit die Geschwindigkeit des Wassers bei'm Eintritte in das Rad nur vom Gefälle und der noch Statt findenden Contraction, nie aber von den im Vorhergehenden angedeuteten unzweckmäßigen Schiebern oder Drehklappen rc. in dem Zuführungscanale abhängig sei.

H die Stopfbüchse der Directionsscheibe, worin der mit Talg getränkte Hanf durch den messingenen Deckel **b** eingepreßt wird.

Das Rad besteht aus der Nabe **I''**, den sechs Armen **I** und den beiden Ringen oder Kränzen **I'** und **O**, zwischen welchen letzteren die Blechschaufeln mittelst Nuthen und Zapfen befestigt sind. Die ersteren Theile **I''**, **I** und **I'** sind als aus einem Stücke anzufertigen angenommen, bei größeren Abmessungen können aber auch die sechs oder acht Arme **I** mit dem Ringe oder Kranze **I'** verschraubt werden. **L** die senkrechte schmiedeeiserne Welle mit dem gehärteten Gußstahlzapfen **R**. Es versteht sich von selbst, daß bei größeren Dimensionen die Welle **L** auch aus Gußeisen angefertigt werden kann.

In den obern Theil der gußeisernen Säule **C** ist zur Unterstützung des Stahlzapfens **R** ein cylin-

derförmiges Stück hartes Roth- oder Glockenmetall P' eingepaßt. Dieses Stück kann durch den schmiedeeisernen Bolzen oder Zapfen Q mittelst des Keiles K in seiner Höhenrichtung regulirt werden. Die Drehung des Metallstückes P' wird durch den an Q befindlichen in P' eingreifenden Zapfen n, sowie durch die an demselben Bolzen befindliche Nuth r, die um den Keil K greift, verhindert.

Das Lager A hat die drei Metallfutter a, welche durch die Stellschrauben g vor- oder zurückgeschoben werden können. Die Metallfutter a, sowie auch die weiterhin angedeuteten t, sind so construirt, daß dieselben bis auf die möglichst geringste Stärke abgenutzt werden können, ohne daß je ein Abfeilen derjenigen Enden oder Kanten nothwendig wäre, wo dieselben an der Welle zusammenstoßen.

d die untere, c die obere Oelkammer, beide communiciren durch die Oeffnung f und die Fugen der Lager. Die Oelkammer c hat einen Deckel mit einem Aufsatze, um bei etwa 2 bis 2½ Fuß höher, als gewöhnlich, steigendem Unterwasser das Einspritzen von Wasser in dieselbe zu verhüten. Das Einfüllen des Oeles geschieht durch die mit einer Schraube p verschlossene Oeffnung, oder auch ganz von oben durch m in die trichterförmige Erweiterung des Deckelaufsatzes. Der mit einer Schraube h verschlossene kleine Canal k dient zum Reinigen der untern Oelkammer, resp. zum Wegschaffen des durch abgeriebene Eisen- und Metalltheile dick gewordenen Oeles.

Wenn das Unterwasser häufig über 2 bis 2½ Fuß höher, als gewöhnlich, steigt, wird das Lager A für solche Fälle und Localitäten auf eine entsprechend höhere Säule befestigt und darnach die Arme I des Rades länger gemacht. Da aber alsdann diese längere Säule bei gleichem Durchmesser nicht mehr stabil genug für die Unterstützung des Rades sein würde,

so wird über dem Rade ein zweites Lager angebracht, wie es in Fig. 67 und 68 angedeutet ist. **W**, **W** sind zwei eingemauerte Träger mit auf der obern Fläche so vorspringenden Leisten oder Knaggen, daß darin zwei Doppelarme **T** eingekeilt und festgeschraubt werden können. Die beiden letzteren, welche in Fig. 67 und 68 nur halb zu sehen sind, werden in der Mitte zusammengeschraubt und an derselben Stelle ähnlich dem Lager **A** construirt. t sind die Metallfutter des Lagers; sie können, wie die bei **A**, ebenfalls durch Stellschrauben regulirt werden. Das, wie angegeben, construirte, aus den beiden Doppelarmen **T** bestehende Kreuz kann leicht behufs einer etwaigen größern Reparatur weggenommen werden.

Wenn die Arme **I** des Rades, sowie auch die Nabe **I''** desselben, bei so angeordneter zweiter Construction entsprechend stark gemacht werden, wird die Stabilität desselben, auch bei nur schwacher, die Oeffnung in **N** wenig verengernder Säule hinlänglich gesichert sein. Auch ist noch zu bemerken, daß es zweckmäßig ist, in letzterem Falle (nämlich bei häufig hohem Unterwasser) den Querschnitt der Arme **I** so zu construiren, daß dieselben bei ihrer Bewegung im Kreise keine so große Fläche dem Wasser darbieten.

Bei der letzt erwähnten Anordnung könnte das Lager **A** auch ganz weggelassen und dafür ein bloßer Schmierbehälter auf das obere Ende der Säule **C** befestigt werden. Diese hätte dann mittelst der Theile **P**, **Q** und **K** ꝛc. nur den senkrechten Druck des Rades abzuhalten, und die Seitenbewegung würde durch das über dem Rade liegende Lager gesichert. Für diesen Fall könnte die Welle **L** noch etwas kürzer, die Säule **C** dagegen länger gemacht werden.

Z ist ein Deckel am Ende des Zuführungscanales. Derselbe kann sehr zweckmäßig noch mit einem besondern Schieber versehen werden, der behufs

Reinigung der tiefsten Stelle des Canales leicht geöffnet werden kann.

Durch die im Vorigen beschriebene und durch die Zeichnung versinnlichte Construction horizontaler Wasserräder und durch die eigenthümliche Art ihrer Unterstützung sowohl bei nur zuweilen und wenig steigendem, als auch bei häufig höher steigendem Unterwasser ist die gute Erhaltung des Zapfens, sowie auch die tägliche Beaufsichtigung, Schmierung und, erforderlichen Falles, Regulirung desselben keinen Schwierigkeiten mehr unterworfen. Auch wird bei dieser sehr einfachen Anordnung und bei guter und richtiger Construction der Schaufeln und der Leitcurvenbleche der Directionsscheibe, sowie bei zweckmäßigen Dimensionen und richtig bestimmter Geschwindigkeit, die Wirkung des Rades bei dem normalen Gefälle gegen die bisher construirten Räder nichts zu wünschen übriglassen, und bei anderen Gefällen, namentlich bei gestiegenem Unterwasser, denselben nicht nachstehen.

Das durch y in das Rad tretende Wasser wird nie theilweise durch x nach innen oder oben ausfließen, selbst nicht bei höher stehendem Unterwasser.

Die Auswechselung der durch die Bewegung der Abnutzung am meisten unterworfenen Theile kann mit weniger Mühe vorgenommen werden.

Die Bewegung nnd Arretirung der Directionsscheibe (als Schütze zugleich) ist einfach und sicher, ohne durch die betreffenden Theile dem zufließenden Wasser ein merkliches Hinderniß entgegenzusetzen. Es können sogar diese Theile ohne große Mühe angemacht und abgenommen werden.

Um den früher aufgeführten Bedingungen zu genügen, war es durchaus erforderlich, das Wasser von unten dem Rade zuzuführen. Dies wurde deshalb auch stillschweigend im Vorigen vorausgesetzt.

In der That sollte man nie mehr die Anordnung treffen, wobei das Wasser von oben zugeführt wird. Denn abgesehen davon, daß hierbei die Schwierigkeit, einen guten untern Zapfen nebst Lager zu construiren, zu schmieren und zu erhalten oder auszuwechseln, bedeutend vermehrt wird, so wird auch die übrige Einrichtung, die der Schütze, z. B., nebst Bewegungsapparat, sowie die der Radstube nebst offener Zuführungsrinne, überhaupt viel unverständlicher und unbequemer.

Die Kosten für einen verschlossenen, dem größten Wasserdrucke für die Dauer sicher widerstehbaren, das Wasser unter das Rad führenden, eisernen Zuführungscanal, sowie die Mehrkosten, durch die gezeichnete und beschriebene eigenthümliche Einrichtung des Rades und des Lagers rc. erzeugt, werden gewiß größtentheils durch die ersparten Kosten für die gewöhnliche Zuführungseinrichtung von oben nebst besonderer Schütze und complicirter Schützenhebevorrichtung gedeckt, oder doch durch die erzielten wesentlichen Verbesserungen gerechtfertigt.

Wenn, beiläufig gesagt, zuweilen die Anwendung derjenigen Turbinen, denen das Wasser von unten zugeführt wird, deshalb öffentlich empfohlen wurde, um den senkrechten Druck auf den untern Zapfen zu vermindern, so beruht dies auf einem Irrthume. Bei der in der Zeichnung dargestellten Construction so wenig, wie bei der sonst gewöhnlichen, wo statt der Arme I mit der Nabe I'' eine volle, nach oben nur wenig ausgebauchte Scheibe mit Nabe gemacht wird, übt das Wasser einen das Gewicht des Rades mindernden Druck nach oben aus (die Gewichtsverminderung abgerechnet, welche durch das Eintauchen des Rades in das Unterwasser bei jedem solchem Rade entsteht).

Die im Vorigen beschriebenen, von den bisher gebräuchlichen Constructionen der Turbinen wesentlich abweichenden Einrichtungen übergebe ich hiermit der Oeffentlichkeit und empfehle dieselben zu nützlicher Anwendung.

§. 8.

Die Turbinen von D. Specker.

Im Jahre 1846 wurden von dem niederösterreichischen Gewerbevereine drei Preise von der großen goldenen, der kleinen goldenen und der silbernen Preismedaille ausgeschrieben für denjenigen, der authentisch nachweis't, ein Kreiselrad im Inlande mit einem Nutzeffecte von bezüglich 80, 70 oder 65 Procent ausgeführt und in Wirksamkeit gesetzt zu haben. In Folge eines von dem Professor Joh. Hönig im Auftrage der Abtheilung für Mechanik erstatteten Berichtes wurde im Jahre 1848 der erste Preis dem Maschinenbesitzer D. Specker von Tabor zuerkannt. Ueber die angestellten Versuche und die darauf gestützten Folgerungen enthalten die Verhandlungen des niederösterreichischen Gewerbevereins in dem kürzlich ausgegebenen 15. Hefte, Seite 129 bis 142 und 215 bis 220, Folgendes.

1) Versuche mit der Turbine von Pacher in Solenau.

Zur Bestimmung der während jedes einzelnen Versuches vorkommenden Gefällhöhe ließ die zur Vornahme der Versuche von der Abtheilung für Mechanik delegirte Commission im obern Wasserkasten zwei mit Scalen versehene Latten, eine am Rande und die zweite mehr in der Mitte, anbringen, an denen der Stand des Oberwassers beobachtet werden konnte.

Da zum Unterwasser schwer zu gelangen war, so wurde die Beobachtung des Standes des Unterwassers durch eine Latte, die bis in die mittlere Abtheilung der Radstube reichte und die auf einem im Unterwasser befindlichen Schwimmer befestigt war, erleichtert.

Die von der Turbine consumirte Wassermenge wurde dadurch bestimmt, daß man im Abflußcanale in einer Entfernung von etwa 40 Klaftern von der Turbine einen Ueberfall aus kalfaterten Bretern herstellte, über welche das Wasser frei herabfließen konnte. Um eine vollständige Zusammenziehung des überfallenden Wasserstrahles zu erhalten, wurde der 10 Schuh breite Ueberfall bis auf 7 Schuh beiderseits eingeengt. Zur Beobachtung des Wasserstandes dienten zwei mit Scalen versehene Latten, von denen die eine in der Mitte auf dem Ueberfalle, die andere aber etwa 3 Klafter vor demselben aufgestellt war.

Nachdem alle diese erwähnten Vorkehrungen getroffen waren, wurde an dem Hebelarme der bereits angelegten Prony'schen Bremse in einer Entfernung von 9' 11'' 9''' (9,979') von der Turbinenachse ein Dynamometer befestigt, dessen Feder mittelst eines Drahtes an einem festen Gestelle den nöthigen Stützpunct fand. Der Spielraum des Bremshebels wurde innerhalb der Grenzen jenes der Feder des Dynamometers gehalten.

An der Turbinenachse war ein Rad von 30 Zähnen angebracht, welches in ein Transmissionsrad von 184 Zähnen eingriff.

Zum Zählen der Umdrehungen der Turbine wurde nur am letztern Rade ein Stift angebracht, der bei jeder Umdrehung desselben das Ende einer hölzernen Feder traf, welche bei dem Rückschnellen an einen hierzu befestigten Stift schlug.

Hierauf wurde die Turbine in Gang gesetzt, die Bremse so weit angezogen, bis der Dynamometer eine bestimmte Spannung zeigte, und diese Spannung durch fortwährendes Nachziehen der Bremsschrauben auf diesem Stande erhalten.

Während dieser Zeit wurden durch die einzelnen Commissionsglieder der Wasserstand am Ober- und Unterwasser, sowie die Wasserstände am Ueberfalle und die Zeit des Versuches beobachtet, während auch zugleich die Anzahl der Umdrehungen des größern Rades gezählt wurde.

Eine Beschädigung am Ueberfalle verzögerte die Versuche, so daß nur zwei gemacht werden konnten, welche der Commission deshalb befriedigend erschienen, weil bei ihnen durchaus kein Umstand eintrat, der irgend ein Bedenken über die Verläßlichkeit derselben veranlassen konnte.

Bei diesen zwei Versuchen ergaben sich nachfolgende Daten:

Nummer des Versuches.	Spannung des Dynamometers in Wiener Pfund.	Anzahl der Umdrehungen des größern Rades in 15 Minuten.	Anzahl der Umdrehungen der Turbinenachse in 15 Minuten.	Gefällhöhe.	Mittlerer Wasserstand auf dem Ueberfalle in Wiener Schuh.	Mittlerer Wasserstand vor dem Ueberfalle in Wiener Schuh.
1	50	523	213,8	22,361	0,625	0,646
2	60	444	5,181	22,348	0,632	0,653

Die Eintheilung der verschiedenen Latten und die Stellung der auf ihnen angegebenen Nullpuncte wurde gehörig controlirt.

2) Versuche mit der Turbine von Girardoni in Günselsdorf.

Der Ueberfall im Abflußcanale hatte 12,042 Schuh Breite; bei der Vorrichtung zur Bestimmung der Strahlendicke ergab sich, daß bei vollständiger

Absperrung des Zuflusses des Oberwassers schon das Wasser in einer Höhe von 0,146 Fuß über den Ueberfall abfloß, und zwar Wasser, welches durch Aufquellen im Abflußcanale zum Vorschein kam. Diese Höhe von 0,146 Fuß wurde nach jedem einzelnen Versuche beobachtet.

Bei den vier ersten Versuchen wurde die Dicke des überfallenden Wasserstrahles mit 0,594 Schuh, bei dem fünften Versuche mit 0,59 Schuh beobachtet.

Diese Daten ergeben, wenn mit dem Contractionscoefficienten 0,407 nach Poncelet und Lesbros bei Bestimmung des Grundwassers, und mit 0,4 bei jener des während der Versuche abfließenden Gesammtwassers, gerechnet wird, für die Menge des überfallenden Grundwassers 2,154 Cubikschuh; für das Gesammtwasser, welches bei jedem der vier ersten Versuche über den Ueberfall abfloß, 17,372 Cubikschuh, und bei dem fünften Versuche 17,197 Cubikschuh.

Da das Grundwasser im Abflußcanale bei einem Wasserstande von beiläufig 2 Fuß in demselben aufquoll, als dasselbe allein über den Ueberfall abfloß, dieser Wasserstand des Abflußcanales aber während der Versuche auf 2,5 Fuß beiläufig stieg, und daher in diesem Falle sich das Grundwasser im Verhältnisse der Quadratwurzeln aus den Höhen dieser beiden Wasserstände während der Versuche vermindert haben dürfte, so würde während der Versuche an zusickerndem Grundwasser nur 1,884 Cubikschuh zu rechnen sein, woraus sich die während jedem der ersten vier Versuche pro Secunde durch die Turbine gegangene Wassermenge mit 15,488 Cubikschuh und jene während des fünften Versuches mit 15,313 Cubikschuh ergiebt.

Die Länge des Bremshebels wurde mit 9,993 Schuh abgemessen, auf demselben ein Zähler zur

leichtern Erhebung der Anzahl der Umdrehungen der Turbine während der Versuche, welche jederzeit genau 15 Minuten dauerten, angebracht und der Stand der Wasserspiegel am Ober- und Unterwasser von Zeit zu Zeit beobachtet, wobei man sich am Schlusse auch noch von der Genauigkeit der Eintheilung jener Scalen überzeugte, an welchen jene Stände bequem abgelesen werden konnten. Auch verschaffte man sich die volle Beruhigung über die horizontale Lage der beiden Zeiger für diese Scalen.

Am Bremshebel wurde eine starke Schnur befestigt, welche über eine Rolle ging und bei den vier ersten Versuchen die angewendeten Gewichte trug. Bei dem fünften Versuche wurde mittelst der Schnur die Feder eines Dynamometers gespannt. Die Bremse wurde unausgesetzt so nachgespannt, daß der Hebel frei spielte.

Bei den ersten vier Versuchen hielt demnach die Turbine nicht blos dem angehängten Gewichte, sondern auch noch der Reibung der Rolle und der Steifigkeit der Schnur das Gleichgewicht, welche Widerstände jedoch lieber zum Nachtheile der Turbine vernachlässigt wurden.

Diese Versuche ergaben folgende Daten:

Nummer des Versuches.	An dem Bremshebel angehängtes Gewicht in Wiener Pfund.	Spannung der Feder am Dynamometer in Wiener Pfund.	Anzahl der Umdrehungen der Turbinenachse in einer Minute.	Gefällhöhe im Mittel in Wiener Schuh.	Mittlerer Wasserstand auf dem Ueberfalle in Wiener Schuh.
1	70	—	134,7	13,0625	0,594
2	80	—	127,8	—	0,594
3	85	—	123	—	0,594
4	90	—	110,2	—	0,594
5	—	85	124	—	0,590

Zu dieser Turbine enthält unsere Quelle ausführliche Dispositions- und Detailzeichnungen.

3) Versuche mit der Turbine von **Mohr** in Neunkirchen.

Im Abfallcanale, welcher 17 bis 18 Schuh breit ist, war ein Ueberfall von 15 Schuh hergestellt worden. Die hinter dem Ueberfalle in einer Entfernung von etwa 9 Schuh eingesetzte Scale wurde untersucht, der Nullpunct derselben mit der obern Kante des Ueberfalles in gleicher horizontaler Ebene liegend und die Eintheilung nach Wiener Zollen vorgerichtet gefunden.

Es ergab sich, daß das durch die Turbine dringende und zum Theil vom obern Wasserkasten abträufelnde Wasser in einer Höhe von 1 Wiener Zoll über den Ueberfall bei geschlossenen Schützen des Zuflußcanals abfloß, welches Wasser der Turbine zur Last gerechnet und von der während der Versuche verbrauchten Wassermenge nicht abgezogen wurde.

Hierauf wurden ebenso auch jene beiden Scalen untersucht, mit denen die Differenz der Höhen der Wasserspiegel des Ober- und Unterwassers, d. i. das vorhandene Gefälle, erhoben werden sollte und welche auf schwimmenden Pfostenstücken aufgestellt waren.

Bei den vorgenommenen Versuchen ergaben sich folgende Daten:

Nummer des Versuches.	An dem Bremshebel angehängtes Gewicht in Wiener Pfund.	Anzahl der Umdrehungen der Turbinenachse in einer Minute.	Gefällhöhe in Wiener Schuh.	Mittlerer Wasserstand vor dem Ueberfalle in Wiener Schuh.
1	208	56,06	11,65	0,750
2	150,5	74	12	0,778

Ein dritter Versuch wurde mit der Belastung von 219,5 Pfund zwar begonnen, allein nicht fortgesetzt, da die Turbine sichtlich einen unregelmäßigen Gang hatte und das Wasser über dem Rande des Wasserkastens, ohne durch die Turbine gegangen zu sein, in Masse überfloß, so daß sich wohl jedenfalls auf ein ungünstigeres Resultat, als bei jenem des ersten Versuches schließen, aber kein auch nur annähernd richtiges Resultat erwarten ließ.

Auch bei dem zweiten Versuche floß viel Wasser über den Rand des Reservoirs, welches bei Bestimmung der verbrauchten Wassermenge eingerechnet wurde.

Jeder dieser zwei Versuche wurde durch 15 Minuten vorgenommen. Die Länge des Bremshebels betrug 15 Schuh.

Uebrigens muß noch bemerkt werden, daß die sämmtlichen Oeffnungen der Turbine um $\frac{5}{9}$ ihrer Größe verdeckt waren, da sonst die Turbine zu viel Kraft entwickelte und eine gar zu starke Bremsung nothwendig gehabt hätte.

4) Aus dem Berichte von J. Hönig über diese Versuche.

Legt man für die Turbine in Solenau bei Berechnung der verbrauchten Wassermenge den Zusammenziehungscoefficienten 0,39 für die vorhandenen Umstände, nach Poncelet, zu Grunde, so gab diese Turbine bei dem ersten Versuche 81, bei dem zweiten 79 Procent Nutzeffeck. Wendet man den entsprechenden Coefficienten nach Castel, mit 0,42 an, so erhält man im ersten Falle 74, im zweiten 73,6 Procent von der Gesammtwirkung des verbrauchten Wassers, bei einem Gefälle von 22,36 Schuh im ersten und 22,38 Schuh im zweiten Falle. Die Turbine machte beziehungsweise 213,8 und 181,5 Umdrehungen pro Minute.

Mit der zweiten Turbine in Günselsdorf wurden fünf Versuche vorgenommen. Nach Berücksichtigung aller dabei obwaltenden besonderen Umstände ergaben sich mit Zugrundlegung des Coefficienten 0,4 in Bestimmung der verbrauchten Wassermenge bei dem ersten Versuche 88,3, bei dem zweiten 93,6, bei dem dritten 95,8, bei dem vierten 90,8 und bei dem fünften 97,6 Procent. Wollte man jedoch für die vorhandenen Verhältnisse den an der äußersten Grenze der Schwankungen stehenden Coefficienten 0,43 annehmen, so gäbe die Turbine nach dem fünften Versuche dennoch 90,5 Procent des Effectes vom verbrauchten Wasser als Nutzeffect, bei einem Gefälle von 13 Schuh und bei 124 Umdrehungen in der Minute.

An der Turbine in Neunkirchen wurden drei Proben mit einer größern, 15 Schuh langen Bremse gemacht. Die erstere ergab sich als jene der vortheilhaftesten Wirkung, bei welcher die Turbine 94 oder doch 82 Procent Nutzeffect giebt, wenn nämlich entweder unter den vorhandenen Umständen, wie dies fast allerorts in der Praxis geschieht, mittelst des Poncelet- oder Morin'schen Coefficienten 0,39, oder aber mittelst des größten, nach Castel, 0,43, die verbrauchte Wassermenge bestimmt wird. Das Gefälle betrug 11⅔ Schuh, und die Turbine machte 56 Umdrehungen in der Minute.

Da bei einer vierten Turbine in Wiener-Neustadt bereits die vortheilhafteste Geschwindigkeit ermittelt war, so wurde nur ein Versuch vorgenommen, und zwar mit der Bremse von 10 Schuh Länge und einem Gewichte von 302 Pfund, wobei 25 Umdrehungen der Turbine in der Minute resultirten. Sie giebt, wenn, wie es üblich ist, der Coefficient 0,4 zur Berechnung der verbrauchten Wassermenge angewendet wird, 73,7 Procent Nutzeffect.

Nimmt man jedoch 0,43, so leistet sie jedenfalls noch 68,1 Procent der Gesammtwirkung bei einem Wassergefälle von nur drei Fuß. Dieses niedere Gefälle und eine durch den Ingenieur Wetterneck vereinfachte Construction der Turbine bestimmte die Section auch noch, dieselbe zu untersuchen, obgleich bezüglich der Preiszuerkennung nach den Ergebnissen der Versuche mit den beiden vorhergehenden Turbinen kein Zweifel mehr obwalten konnte, da unter dem ungünstigsten Berechnungsverfahren und mit Hintenansezzung aller zweifelhaften Umstände diese Turbine jedenfalls weit über 80 Procent, d. i. den im Preis-Programme für die Ertheilung der höchsten Auszeichnung erforderlichen Nutzeffect, geben.

§. 9.

Beschreibung einer schottischen Turbine *).

Die Ausbreitung der Industrie und der sich dadurch mehrende Mangel an Betriebskräften macht es der Mechanik zur besondern Aufgabe, die Wasserkräfte möglichst vortheilhaft zu benutzen, um mit einem gegebenen Wasserquantum die größtmögliche Kraft zu erzielen. Um diesen Zweck zu erreichen, hat man in neuerer Zeit nicht nur die gewöhnlichen (verticalen) Wasserräder, wie ober-, unter- und mittelschlächtige Räder, zu verbessern gesucht, sondern hat auch ganz neue Räder erfunden, wie die französische Turbine von Fourneyron, die schottische von Whitelaw und Stirrat ꝛc. Die letztere Turbine, die auch unter dem Namen des schottischen

*) Vom Kreisbaurathe von Grundler zu Wasseralfingen im würtembergischen Wochenblatte 1846, Nr. 2.

Reactionsrades bekannt ist, soll nun hier kurz besprochen und ihre Anwendung auf einige technische Fälle gezeigt werden.

Fig. 71 ist der Aufriß, Fig. 72 der Grundriß des Rades, Q ein Wasserbehälter oder Zuflußgerinne, bb' die Zuleitungsröhre, welche das Aufschlagwasser in die spiralförmig gebogenen Arme a, a des Rades leitet und von wo aus es seinen Ausfluß durch die Mündungen x und y nimmt. Die Welle ee ist fest mit dem Rade verbunden und dreht sich solche in den Lagern M und N, die an einem Gemäuer oder sonst einer festen Wand befestigt sind. Da das Rad an der Schlußfuge mn sich dreht und der untere Theil der Röhre rr feststeht, so ist eine Verdichtungsvorrichtung nothwendig, welche verhütet, daß das Wasser an dieser Stelle entweiche, ohne daß jedoch eine zu große Reibung entsteht. Diese Vorrichtung besteht einfach darin, daß der Ring SS' wasserdicht in die Hauptröhre rr eingepreßt ist, doch so, daß er sich leicht auf und ab bewegt, nicht aber im Kreise herumdreht. Es geschieht der Anschluß dieses Ringes an dem Rade mittelst drei Federn, welche so gestellt sind, daß der Anschluß nicht zu hart geschieht und die Reibung möglichst gering wird, und es darf selbst zur Verhütung aller Reibung der Ring um Etwas abstehen, ohne daß ein empfindlicher Wasserverlust dadurch herbeigeführt wird. Dieser Vorrichtung muß in der Ausführung besondere Aufmerksamkeit geschenkt werden, da hiervon mehr oder weniger der gute Gang des Rades abhängt.

Zur Abstellung und Regulirung des Zuflußwassers dient die Schütze pq, welche in ihrem Haupttheile aus einer kreisrunden Scheibe besteht, die, wenn horizontal gestellt, die Röhre bb' genau ausfüllt, so daß kein Wasser durchfließen kann; steht solche hingegen senkrecht, wie durch die punctirte Linie

angedeutet, so fließt das Wasser frei durch und es kann bei irgend einer andern Stellung mehr oder weniger Wasser zugelassen werden. Die Achse dieser Scheibe läuft in einer Stopfbüchse und kann solche mittelst einer Kurbel oder eines Getriebes leicht gedreht werden.

Die näheren Bestimmungen des Rades, wie die Größe desselben, die Weite der Radarme und der Zuflußröhre und andere Bestimmungen mehr hängen von der Höhe des Gefälles, der Menge des Aufschlagwassers &c. ab, und sind diese Verhältnisse bekannt, so kann nach höchst einfachen Regeln das Rad verzeichnet und ausgeführt werden.

Um nun einzusehen, wie die Drehung des Rades oder seine Wirkung überhaupt geschieht, denke man sich für den Augenblick die Ausflußöffnungen x und y geschlossen und das Rad mit Wasser angefüllt. In diesem Zustande wird jeder Punct innerhalb desselben einen Druck erleiden, der durch die Höhe der ihm zugehörigen Wassersäule gemessen wird. Mit diesem Drucke wird also auch das Wasser durch die Oeffnungen x und y zu entweichen streben, und werden diese Oeffnungen plötzlich geöffnet, so stürzt das Wasser aus und der Druck hört auch sogleich an diesen Stellen auf; dagegen bleibt er noch an der ganzen Rückwand des Rades, und es muß also nothwendig, vermöge dieses Druckes, eine der Ausströmung des Wassers entgegengesetzte Bewegung des Rades erfolgen, woher denn auch die Benennung: Rückwirkungs- oder Reactionsrad kommt.

Der Effect des Rades oder die Größe seiner Leistung hängt, wie bei anderen Rädern, von der Größe des Gefälles und der Menge des Aufschlagwassers ab, und es müssen diese Größen für jeden einzelnen Fall besonders gemessen werden. Um nun diesen Effect näher kennen zu lernen, werde als Bei-

spiel das auf dem k. Schmelzwerke zu Wasseralfingen ausgeführte und schon seit längerer Zeit im Gange befindliche Reactionsrad gewählt, welches dort zum Aufschaffen der Erze, Kohlen und anderer Materialien auf die Gicht der Hohöfen gebraucht wird. Dieses Rad hat 5' 5" im Durchmesser und der Querschnitt beider Ausflußöffnungen ist zusammen 10 Quadratzoll. Das Gefälle oder die Drucksäule variirt zwischen 15 und 17', und das Rad macht bei 16' Gefälle und unbelastet oder bei leerem Gange 180 Umgänge in der Minute, während die Berechnung, wenn nur die Geschwindigkeit des ausstürzenden Wasserstrahls zu Grunde gelegt wird, $\frac{32 \times 60}{17} = 113$ Umdrehungen in der Minute ergiebt. Es macht also dasselbe 67 Umdrehungen mehr, als berechnet wird, was der Wirkung der Schwungkraft des Rades zuzuschreiben ist.

Ist das Rad belastet und übt es seinen größten Effect aus, d. h., ist das Product seiner Umlaufsgeschwindigkeit in die gehobene Last ein Größtes, so macht es noch 120 Umgänge in der Minute, und es mußte in dem vorliegenden Falle die Geschwindigkeit mittelst Räderwerks rückwärts übersetzt oder von der größern Geschwindigkeit auf die kleinere übergegangen werden, um die angemessene Geschwindigkeit für die aufzufördernden Wagen zu erhalten. Der Wasserverbrauch wurde nach genauen Messungen = 150 Cubikfuß in der Minute gefunden, und es beträgt somit die absolute Kraft (das Product aus dem Gefälle in das Gewicht der Wassermenge) 16 · 150 · 50 = 120,000 Pfund, der Cubikfuß Wasser zu 50 Pfund angenommen.

Der Wagen oder sogenannte Hund wird auf einer geneigten Ebene von 97' Länge und 36,5' senk-

rechter Höhe aufgezogen, oder es ist die Ansteigung = 38 Procent. Das Gewicht des Wagens, mit Einschluß der Ladung, beträgt 3400 Pfund und diese Last wird in $2\frac{1}{4}$ Minuten aufgezogen, so daß auf eine Minute $\frac{36,5}{2,25} = 16,2'$ senkrechte Höhe kommen. Es ist daher das Lastmoment = 16,2 · 3400 = 55080 Pfund und da, wie eben gefunden, das Kraftmoment = 120,000, so verhält sich

Kraftmoment : Lastmoment = 120,000 : 55080
= 100 : 45,9.

Das Rad giebt also einen Nutzeffect von 45,9 Procent; da aber, wie vorbemerkt, zur Hervorbringung der erforderlichen Geschwindigkeit an der Aufzugwelle ein doppeltes Vorgelege mit Winkelrädern vorgerichtet und das Treibseil wegen Localverhältnisse über mehrere Rollen geleitet werden mußte, so ergiebt sich aus der Berechnung, daß für diese Nebenvorrichtungen eine weitere Kraft von 12 bis 13 Procent der absoluten Kraft aufgewendet wird, welche, zu dem vorberechneten Effecte geschlagen, den reinen Effect = 58 Procent giebt.

Dieser gute Effect des Reactionsrades, verbunden mit seiner großen Umlaufsgeschwindigkeit, giebt ihm in vielen Fällen und besonders da, wo eine große Umlaufsgeschwindigkeit erforderlich ist, wie, zum Beispiel, bei den Getreidemühlen, einen entschiedenen Vorzug vor den gewöhnlichen (verticalen) Rädern. Ist nämlich eine Mühle mittelst des Reactionsrades zu betreiben, so bedarf es weiter nichts, als an die stehende oder Königswelle des Rades und an das Mühleisen des Läufers Riemenscheiben aufzuziehen und diese Scheiben mittelst Bandseile oder Riemen zu verbinden, wo dann alles Räderwerk hinwegfällt und die Mühle mit dem einfachsten und

folglich wohlfeilsten Mechanismus betrieben werden kann. Diese Einfachheit des Mechanismus ist bei gewöhnlichen Rädern nie zu erreichen, da deren Umlaufsgeschwindigkeit, wenn auf vortheilhafteste Benutzung des Wassers Rücksicht genommen wird, selten über 12 bis 15 Umdrehungen in der Minute beträgt und daher zu Uebersetzungen Zuflucht genommen werden muß, welche, wenn sie nicht ganz gut und zweckmäßig eingelegt sind, einen großen Theil der Kraft absorbiren.

Wird beabsichtigt, durch das Reactionsrad eine große Kraft zu erzeugen, oder steht ein großes Gefälle und eine bedeutende Menge Aufschlagwasser zu Gebote, so werden statt zwei Arme deren drei angebracht, durch welche das Wasser ausströmt.

Um nun endlich die Fälle zu bezeichnen, wo das Reactionsrad noch mit Vortheil angewandt werden kann, so möchte nicht anzurathen sein, dasselbe noch da anzulegen, wo das Gefälle nicht wenigstens 7 bis 8' beträgt, und es werden unter diesen Maßen gewöhnliche verticale Räder bessere Dienste thun. Für höhere Gefälle von 30 bis 40' und selbst darüber werden hingegen die Reactionsräder um so günstigere Resultate liefern und den oberschlächtigen Rädern, sowohl hinsichtlich ihres einfachen und weniger Raum einnehmenden Baues, als auch hinsichtlich ihrer Leistungen in vielen Fällen vorzuziehen sein. Solche schottische Turbinen von sehr bedeutenden Kräften, von 30 bis 40 und mehreren Pferdekräften, für Fabriken verschiedener Art sind schon viele aus der berühmten Maschinenfabrik der Herren Escher und Comp. in Zürich hervorgegangen, wo diesen Motoren eine Nutzkraft von 60 Procent zugesichert wird.

Diese wenigen Andeutungen mögen genügen, um dieses neue Rad kennen gelehrt und auf seine Anwendung aufmerksam gemacht zu haben.

§. 10.

Die Fortbildung der sogenannten schottischen Turbinen,

welche häufig den Engländern zugeschrieben wird, ist auch und zwar schon früher in Deutschland erfolgt, wie Scholl durch eine Notiz über die horizontalen Wasserräder des Oberbergraths Althanns zu Saynerhütte wieder in's Gedächtniß ruft. Das älteste Rad des Genannten hat nämlich ungefähr 90 Fuß Gefälle, erhält das Wasser von unten und ist mit zwei gerade auslaufenden Ausflußarmen versehen, die Ausflußöffnungen beschreiben einen Kreis von 20 Fuß Durchmesser. Das Rad treibt eine Hackmaschine und zwei Mahlgänge für Lohe, welche abwechselnd im Gange sind.

Das später gebaute Rad benutzt ein Gefälle von 120 Fuß, hat vier gekrümmte Ausflußarme und erhält den Wasserzutritt ebenfalls von unten. An den Ausflußöffnungen befindet sich eine Regulirungsvorrichtung für das ausströmende Wasser.

Nach Angaben der Kölnischen Zeitung im Jahre 1843 befand sich in Waelo im Regierungsbezirk Düsseldorf, Landkreis Grevenbroich, ein horizontales Wasserrad nach dem Grundprincipe der schottischen Turbinen von $3\frac{1}{2}'$ Durchmesser zum Betriebe einer Mahlmühle, welches bei $3\frac{1}{2}$ Fuß Gefälle 64 Procent Nutzeffect gab.

Seitdem sind ähnliche Wasserräder zu Gierthmühl bei Gladbach für 4' Gefälle, zu Pilghausermühle bei Dünn auf 14' Gefälle und zu Wilhelms-

thal bei Lennep auf 62′ Gefälle aufgestellt worden, wo bei den letzteren Beiden sich ein Nutzeffect von 45 und 47 Procent ergeben hat.

Ein ähnliches Rad ist in Köln im städtischen Graben aufgestellt, welches bei ½ Cubikfuß Wasserverbrauch und 12′ Gefälle nach einem genauen Versuche 55 Procent Nutzeffect giebt.

Die Schraubenturbine (turbine à hélice) in der Spinnerei von **Plataret** in St. Maur bei Paris.

Dies verticale Schraubenrad besteht in einer Schraube von zwei Windungen, deren äußerer Durchmesser 1,04^{m}, deren innerer 0,25^{m}, deren Gesammthöhe 0,52^{m} beträgt, so daß also die Höhe eines Schraubenganges 0,26^{m} ausmacht. Diese Schraube bewegt sich in einem umschließenden Cylinder von 0,6^{m} Höhe mit einem Millimeter Spielraum. Sie ist an einer Welle in derselben Art hängend angebracht, wie die Fontaine'sche Turbine und ist, statt einer den Wasserweg umschließenden kreisförmigen Schütze, mit einer unterhalb am Wasserabflußkasten angebrachten Schütze versehen, wie die Köchlin'sche doppeltwirkende Turbine.

Bei drei angestellten Versuchen ergaben sich folgende Resultate:

Druckhöhe	2,75^{m}	2,15^{m}	3,20^{m}
Querschnitt der Wasseraustrittsöffnung zwischen den Schraubengängen	0,13□^{m}	0,14□^{m}	0,14□^{m}
Wassermenge in der Secunde	823^{k}	710^{k}	887^{k}
Bewegkraft des Wassers	2263,25^{km}	1526^{km}	2838^{km}

Umdrehungszahl der Turbine in der Minute	100	86	106
Die durch den Zaum gemessene Wirkung	1501,83^{km} Pferdekr.	1086^{km} Pferdekr.	2122^{km} Pferdekr.
oder	20,02	14,45	28,29

Es ist hierbei zu bemerken, daß bei allen Versuchen die Wassermengen durch die zur Druckhöhe gehörende Ausflußgeschwindigkeit und den Querschnitt, den die Schraubenwindungen lassen, nämlich 0,14$\square^{m}$ berechnet worden sind, und daß dabei für die beiden ersten Versuche auf die Contraction des Wassers nicht Rücksicht genommen worden ist, bei dem letztern aber der Contractionscoefficient 0,8 angewendet wurde. Im letzten Beispiele ergiebt sich ein Wirkungsgrad oder relativer Effect von 0,7048.

Es bedarf aber kaum der Erwähnung, daß die Berechnung eben wegen der mangelnden directen Wassermessung nur als unsicher erscheint.

§. 11.

Verticale Turbine mit theilweiser Beaufschlagung *)

Der im Jahre 1846 vorgelegene Fall, für das fünfte Lichtloch des zur tiefern Lösung des Freiberger Bergbaues getrieben werdenden Rothschönberger Stollns in ein Gefälle von 37$\frac{1}{2}$ Fuß (à Fuß = $\frac{2}{7}$ Meter) gewöhnliche oberschlägige Wasserräder zur

*) Die allgemeine Einrichtung der verticalen Turbinen haben wir schon im ersten Abschnitte kennen gelernt. Diese Beschreibung ist aus dem Jahrbuche für den sächsischen Berg- und Hüttenmann auf 1850 entnommen.

Wasserhaltung und Förderung einbauen zu sollen, brachte Herrn Kunstmeister Schwamkrug zu Freiberg, da die Herstellung der zu diesen Rädern erforderlichen Räume in dem hier vorhandenen sehr festen, dabei unregelmäßig und zum Theil offen zerklüfteten Hornblende-Gneise sehr kostspielig erschien, auf den Gedanken, Fourneyron'sche Turbinen in Anwendung zu bringen. Allein, da die Rechnung ergab, daß die zur Wasserhaltung dienen sollende Turbine in der Minute mindestens 420 Umdrehungen hätte machen müssen, welche durch Vorgelege bis auf 10 herabzuziehen gewesen wären, indem die Kunstsatz-Gestänge nicht gern über zehn Anhübe pro Minute machen dürfen, so gab er, in Hinblick auf diese ungünstigen Verhältnisse, diese Idee zwar wieder auf, überlegte sich aber, ob nicht das der Wirkung des Wassers in der Fourneyron'schen Turbine zu Grunde liegende Princip auch auf andere Räder von beliebigem Durchmesser und theilweiser Beaufschlagung mit Vortheil anwendbar sei?

Bei näherem Eingehen auf diese Frage gelang es ihm bald, eine passende Construction zu ermitteln, nach welcher die Gezeugturbine des gedachten Lichtloches sowohl, als auch später noch zwei andere derselben Art, wovon die eine unter einem Gefälle von 103½ Fuß arbeitet und ebenfalls zur Wasserhaltung dient, die andere aber mit nur 12 Fuß Gefälle zum Betriebe eines Pochwerkes gebraucht wird, auszuführen, von dem königlichen Oberbergamte genehmigt wurde. Mit dieser Einrichtung, welche sich in der Praxis bewährt hat, glaubt Herr Schwamkrug denn jene Lücke möglichst ausgefüllt zu haben und steht dieserhalb nicht an, Einiges darüber der Oeffentlichkeit zu übergeben.

Die von ihm gewählte Construction kann sowohl für Räder in verticaler Stellung (mit liegen-

der Welle), als auch für horizontale Räder (mit stehender Welle) angewendet werden. Bei den bis jetzt hier ausgeführten drei Rädern ist die verticale Stellung gewählt worden. Die Einrichtung derselben ist sehr einfach, wie die sogleich folgende Beschreibung zeigen wird.

Das vertical stehende, 6 Fuß innern und 8 Fuß äußern Durchmesser besitzende Rad auf dem fünften Lichtloche des genannten Stollns besteht aus dem durchbrochenen gußeisernen Teller **aa**, Fig. 73 und 74, welcher auf der horizontal liegenden Welle **bb** auf die gewöhnliche Art mit Splinten befestigt ist. Der Umfang dieses Tellers trägt den aus Blech bestehenden Schaufelkranz **c**, in welchem die nach dem Principe der Turbinen construirten Schaufeln angebracht sind. Der Fußpunct des Rades liegt nahe über dem Wasserspiegel **dd** des Unterwassers.

Ein von dem Beaufschlagspundstücke ausgehendes und zur Seite der Turbine herabgeführtes gußeisernes Einfallrohr **ee** ruht auf den Lagern **ff**, von dessen unterem weg es in das Innere des Rades dergestalt geführt ist, daß am Ende desselben die Schützvorrichtung **g** hat angebracht werden können. Diese Schützvorrichtung, welche einen der wesentlichen Theile dieser Art Turbinen bildet und die die Wasserstrahlen unter einer Neigung von 58 Graden gegen den entsprechenden Radhalbmesser in das Rad führt, besteht in dem mit der Radschaufelung gleiche Weite besitzenden Kasten **gg**, in welchem die drei Klappen **h**, **h**, **h**, Fig. 73, angebracht sind, die an den Seiten des gedachten Kastens genau anschließen und bei **i**, **i**, **i** an Achsen oder Wellen befestigt sind, mittelst welcher sie in der Ebene des Rades gedreht und so den in dem Kasten **gg** fest angebrachten Seiten- und Zwischenwänden **k**, **k**, **k** mehr oder weniger genähert werden können, und zwar nach

Maßgabe des erforderlichen Aufschlages. Ein gänzliches Abschützen oder Wegnehmen des Aufschlages wird bewirkt, indem man die Enden dieser Klappen an den Seiten- und Zwischenwänden k, k, k zum Anliegen bringt. Um ein gleichzeitiges Dirigiren der Klappen h, h, h bewirken zu können, sind deren Wellen da, wo sie aus dem Kasten g g hervorragen und mittelst Stopfbüchsen abgedichtet sind, mit dem Hebelwerke l, l, l, Fig. 74 und 75, versehen, welches durch die Schützenstange m von einem für den Wärter bequem gelegenen Puncte aus sich in Thätigkeit setzen läßt. Die auf die Zwischenwände k, k gesetzten, nach oben zugeschärften Verlängerungen n, n, Fig. 73, vertreten die Stelle von Contractionsbacken und bewirken daher einen möglichst vollkommenen, einen hohen Geschwindigkeits-Coefficienten gewährenden Austritt des Wassers aus diesem Schaufelapparate. Endlich sind bei o, o Lederabdichtungen an den Klappen h, h, h angebracht, welche den Uebertritt von Wasser aus der einen Abtheilung in die andere verhindern sollen.

Bei dem zweiten dergleichen Rade, welches ebenfalls hier zur Ausführung kam und seit einem Jahre im Gange ist, besteht, wegen des hohen, 103½ Fuß betragenden Gefälles und der zu Gebote stehenden mäßigen Wassermenge, die Schützenvorrichtung in nur einer Klappe, so daß also nur überhaupt ein Wasserstrahl auf das Rad einwirkt; dagegen aber hielt Herr Schwamkrug es für zweckmäßig, dem dritten Rade von derselben Construction, welches auf der hiesigen königlichen Muldner Hütte ein neunstempliges Pochwerk betreibt und im December vorigen Jahres in Gang kam, vier Klappenschützen zu geben, da das Gefälle desselben nur 12 Fuß, die Aufschlagwassermenge aber 350 Cubikfuß pro Minute beträgt.

Die wesentliche Abweichung dieser Turbinen-Construction von der der Fourneyron'schen besteht daher, ohne in der dem letztern zu Grunde liegenden Wirkungsweise des Wassers etwas zu ändern, nur in der theilweisen Beaufschlagung des Rades, und zwar an Stellen desselben, wo ein Gefällverlust nicht Statt haben kann. Die wesentlichen Vortheile, die durch diese veränderte Construction der Fourneyron'schen Turbine erlangt werden, bestehen, namentlich, wenn sie für höhere Gefälle und mäßige Aufschläge angewendet wird,

1) in der Möglichkeit, die Zahl der in dem Rade zur Arbeit gelangenden Wasserstrahlen bedeutend vermindern, dagegen aber den Querschnitt derselben verhältnißmäßig vermehren, folglich die hydraulischen Bewegungshindernisse im Rade sowohl, als in dem Zuleitungs-Apparate herabziehen zu können;

2) in der gegen die Fourneyron'sche Einrichtung möglichen ungleich bessern Zusammenhaltung der Wasserstrahlen im Rade, selbst bei einem sehr veränderlichen Aufschlage, indem die Regulirungsschütze, wie aus der gegebenen Beschreibung hervorgeht, dergestalt eingerichtet ist, daß die der lichten Weite des Rades gleiche Breite der Wasserstrahlen immer dieselbe bleibt, dagegen aber nur die Dicke dieser Wasserstrahlen nach Maßgabe des erforderlichen Aufschlags verändert, hierdurch folglich der bei der Fourneyron'schen Turbine auf den Wirkungsgrad nachtheilig sich äußernde Einfluß der Schützung vermieden wird;

3) in der Verminderung des Verlustes an Wasser durch die wenigeren Spielräume zwischen Schützenbacken und Leitschaufeln, wodurch die Direction der an sich mehr Querschnitt besitzenden Wasserstrahlen weniger beeinträchtigt wird, als bei einer gewöhnlichen Fourneyron'schen Turbine, mithin so-

gar ein gegen diese höherer Nutzeffect erzielt werden kann; ferner darin, daß

4) durch die bei dieser Construction ohne Bedenken zulässige Vergrößerung des Durchmessers des Rades das Reibungsmoment an den Achsen desselben sich vermindern läßt, indem hier das Verhältniß der Dicke der Wellenachsen oder des Zapfens zur Höhe oder dem Durchmesser des Rades ein viel kleineres werden kann, als bei einer gewöhnlichen Turbine, die Geschwindigkeit des Rades an seinem Umfange aber dieselbe ist, welche einer Turbine der Fourneyron'schen Art gegeben werden muß, mithin die Anzahl der Umdrehungen im einfachen umgekehrten Verhältnisse des angewendeten Durchmessers steht, dagegen aber die durch das Mehrgewicht des größern Rades sowohl, als durch den vom Einfalle des Wassers — bei vertical gestellten Rädern — herrührenden Seitendruck erzeugt werdende Reibung an den Achsen des Rades von keinem erheblichen Belange ist; ferner, daß

5) weil der Wasserzuführungs- oder Schützen-Apparat größere Dimensionen, als bei einem Fourneyron'schen Rade, erhalten kann, auch in ungleich wenigeren Theilen besteht, als bei diesem, diese Umtriebsmaschine in allen ihren Theilen sich leichter, mechanisch vollkommener ausführen läßt, ohne dabei mehr Kosten zu verursachen, ja in den meisten Fällen selbst wohlfeiler herzustellen ist, als eine Turbine der mehrgedachten Art;

6) kann aber auch der Gang einer solchen Turbine mit theilweiser Beaufschlagung eben deshalb, weil die in ihr eintretenden Wasserstrahlen ansehnlich größern Querschnitt erhalten, als eine unter übrigens gleichen Umständen angewendete Fourneyron'sche Turbine, durch unreines Aufschlagwasser weit weniger incommodirt werden, weshalb auch weniger ängstlich für Zurückhaltung von Laub, Gras und

dergleichen mittelst Rechen und Sieben im Beaufschlagungsspundstücke zu sorgen ist, als bei einer Fourneyron'schen Turbine unter übrigens gleichen Verhältnissen.

Endlich läßt sich durch diese Art Turbine, wenn sie vertical gestellt wird, was in vielen Fällen leicht angeht,

7) die Anwendung conischer Vorgelege, welche bekanntlich mehr Reibung, als Stirnradvorgelege verursachen und Seitendruck herbeiführen, übrigens auch, weil sie nicht immer mit der erforderlichen Sorgfalt ausgeführt zu erlangen sind, zu unruhigem Gange Veranlassung geben, vermeiden, sowie denn auch

8) die Lagerung des Rades auf einem Spitzzapfen, welcher behufs der Vermeidung von Gefällverlust immer in dem Unterwasser stehen muß und deshalb, um gehörig in Schmiere gehalten werden zu können, eine complicirte Einrichtung verlangt, somit auch jede damit verbundene Schwierigkeit und Unbequemlichkeit umgangen werden kann.

Als Nachtheile dieser neuen Art von Turbine können dagegen nicht unberührt bleiben:

a) daß sie, namentlich bei verticaler Stellung, Unterwasser ebensowenig vertragen kann, als ein jedes andere verticale Rad, wie, z. B., Kropf-, mittel- und oberschlägiges Rad, Poncelet's Rad u. s. w.;

b) daß sie, ebenfalls bei verticaler Stellung und unter hohem Gefälle arbeitend, bei Umfangs-Geschwindigkeiten von 30 Fuß und darüber ein für das Gehör unangenehmes, dem eines schnell gehenden Gebläsventilators ganz ähnliches, Getöse verursacht, und

c) daß das an den Schaufeln des Rades adhärirende Wasser durch die Centrifugalkraft in Staub zerschlagen und in den Raum, in welchem das Rad steht, geschleudert wird.

Da jedoch der unter c gedachte mehr nur für die Wartung, als für das gangbare Zeug geltend zu machende Uebelstand durch Anbringung eines Mantels von Holz oder Blech um die Turbine sich leicht beseitigen läßt und, wie die Erfahrung gelehrt hat, das von der Turbine hervorgebrachte, vom Einsaugen und Austreiben von Luft herrührende Getöse so viel wie keinen Einfluß auf den Wirkungsgrad des Rades äußert, endlich aber in Bezug auf den unter a aufgestellten Nachtheil bemerkt werden muß, daß fragliche Art von Tnrbine ja eben nur für höhere, also überhaupt für solche Gefälle bestimmt ist, von welchen ohne wesentlichen Kraftverlust ein sehr mäßiger Theil für Stauwasser gerechnet werden kann, so sind diese Nachtheile, den Vortheilen gegenüber, von keineswegs erheblichem Belange.

Vollständige Versuche über den Effect dergleichen Räder hat Herr Schwamkrug bis jetzt nur bei dem mit $103\frac{1}{2}$ Fuß Gefälle arbeitenden Rade anstellen können, da die auf dem fünften Lichtloche erbaute Turbine von der Zeit ihrer Vollendung an bis jetzt in ununterbrochenen Gebrauch genommen worden ist, und dieserhalb zur Anstellung von gründlichen Versuchen mir in gewünschter Weise nicht zu Gebote stehen konnte, die dritte aber erst seit ein Paar Wochen in Betrieb gekommen ist, von diesen beiden Rädern aber doch so viel gesagt werden kann, daß ihre Leistung befriedigt.

In dem Nachstehenden sollen daher zunächst die wesentlichen Resultate der Versuche, welche an jener Turbine angestellt wurden, mitgetheilt werden.

Das Rad besitzt $7\frac{2}{3}$ Bergfuß (1 Bergfuß = $\frac{2}{7}$ Meter) äußeren und 6 Fuß inneren Durchmesser, 4 Zoll lichte Weite (Schaufelbreite), 45 Schaufeln

und wiegt im armirten Zustande 2702 Zollpfund. Die Dicke seiner schmiedeeisernen und auf messingenen Lagern gehenden Zapfen beträgt 3 Zoll. Der Winkel, unter welchem der nur eine Wasserstrahl, gegen die durch die Radachse gelegte lothrechte Ebene gerichtet, auf die Schaufel im Fußpuncte des Rades trifft, beträgt 60 Grade.

Die Schützenklappe sollte genau so breit, als das Rad weit ist, werden; sie ist aber in der Ausführung $4\frac{1}{16}$ Zoll breit geworden.

Da das Rad auf einem Maximalaufschlage von 133 Kubikfuß pro Minute eingerichtet worden, so wurde die Klappenschütze so construirt, daß sie bei Annahme eines Ausflußgeschwindigkeits-Coefficienten von 0,9 sich höchstens 1 Zoll öffnen sollte; sie öffnet sich aber bis zu $1\frac{1}{32}$ Zoll, d. h., es kann dem in das Rad tretenden Wasserstrahl eine Dicke von höchstens $1\frac{1}{32}$ Zoll gegeben werden.

Das Rad wurde mit einem hölzernen Mantel umschlossen, welcher nur an der Welle desselben einen freien Spielraum von $\frac{1}{2}$ Zoll hatte, übrigens so weit unter den Fußpunct des Rades herabgezogen war, daß beim Gange desselben das Unterwasser den ganz offenen Fuß dieses Mantels schloß, und die in demselben eingeschlossene Luft als träge Masse der Bewegung des Rades folgen mußte und diese somit auf letztere einen nachtheiligen Einfluß nicht ausüben konnte.

Während der Anstellung der Versuche wurden die Vorgelege, welche zur Umsetzung der Radgeschwindigkeit in die den Kunstgestängen zu gebende zulässige angebracht sind, ausgerückt, um es nur mit dem Rade zu thun haben und ins'besondere ermitteln zu können, welchen Nutzeffect das Wasser an sich im Rade zu geben im Stande ist.

Uebrigens wurden die Versuche bei fünf verschiedenen Schützenständen angestellt, um über den etwa-

igen Einfluß der Adhäsion und Reibung des Wassers im Rade aus den verschiedenen Dicken des einschließenden Wasserstrahls einigen Aufschluß zu erlangen.

Die erhaltenen Resultate sind in folgender Tabelle zusammengestellt.

Nr. d. Versuchs.	Gefälle des Rades in Fußen.	Dicke des Wasserstrahls in Zollen.	Anzahl d. Umdrehungen des Rades pro Minute.	Belastung d. Pronyschen Zaumes b. 5,8$\frac{5}{8}$'' mechanischer Länge in 20 Pfd.	Aufschlagewassermenge pro Min. in Cubikf.	Bruttokraft d. Wassers pro Minute in Fuß-Pfd.	Nutzeffect d. Rades an sich pro Minute in Fuß-Pfd.	Wirkungsgrad d. Rades.	Arbeit der Zapfenreib. pro Min. in Fuß-Pfund.	Nutzeffect d. Wassers im Rade pro Min. i. Fuß-Pfd.	Verhältniß des Nutzeffects des Wassers i. Rade zur Bruttokraft des Wassers.
Erste Versuchsreihe.											
1	103½	0,31	126	25	38,7591	187099,4	99578,7	0,5322	47797,8	147376,5	0,78769
2			112	30			1062111,3	0,5677	42786,9	148704,2	0,79478
Zweite Versuchsreihe.											
3	103½	0,539	145	35	67,3767	325243,5	160432,3	0,49326	53005,3	215437,6	0,66238
4			136	40			171970,8	0,52874	51591,3	223562,1	0,68736
5			126	45			179241,6	0,55110	47797,8	227039,4	0,69822
6			120	50			189673,7	0,58317	45521,7	235195,4	0,72313

Dritte Versuchsreihe.

7	103½	0,727	150	45	90,97204	439143,8	213382,9	0,4859	56902,1	27028,5	0,61548
8			143	50			226027,8	0,5147	54246,7	280274,5	0,63820
9			135	60			256059,5	0,5831	51212,9	307272,4	0,69971
10			122	65			250685,3	0,5708	46280,3	296965,6	0,67623

Vierte Versuchsreihe.

11	103½	0,956	148	60	119,5036	576872,5	280717,0	0,4866	56143,4	336860,4	0,58390
12			137	70			203161,8	0,5255	51970,6	355132,4	0,61560
13			132	80			333825,6	0,5786	50073,8	383899,4	0,66550
14			126	90			358483,3	0,6214	47797,8	406281,1	0,70430
15			118	100			373024,9	0,6469	44763,0	417787,9	0,72420
16			110	110			382508,6	0,6631	41728,2	424236,8	0,73540

Fünfte Versuchsreihe.

17	103½	1 1/12	144	80	133,6357	645097,6	364173,4	0,5645	54626,0	418799,4	0,64920
18			136	90			386934,3	0,5998 0	51591,3	438525,6	0,67978
19			126	100			398314,7	0,6144	47797,8	446112,5	0,69155
20			118	110			410327,4	0,6361	44763,0	455090,4	0,70546

Aus der letzten Columne dieser Tabelle geht zur Genüge hervor, daß die Dicke des Wasserstrahls, welche 0,31 zum kleinsten und 1,03 zum größten Werth hatte, auf den relativen Nutzeffect des Wassers im Rade, mithin auch auf den des Rades ohne Einfluß war.

In Bezug auf die Anstellung der Versuche selbst verdient hier noch bemerkt zu werden, daß zur Bestimmung des Nutzeffectes des Rades ein Pronyscher Zaum von solcher Einrichtung auf die Welle der Turbine gelegt wurde; daß der Schwerpunct desselben genau über der Achse der gedachten Welle lag, daß ferner die bei jeder Versuchsreihe verbrauchte Aufschlagewassermenge im Abführungsspundstücke mittelst eines Ueberfalls, zu welchem Behufe ein an der obern Kante nach vorn gehörig abgefasetes Bret in letzterem dicht eingesetzt war, so genau als möglich bestimmt wurde, und daß endlich die Reibungen an den Zäpfen der Turbine mittels des Prony'schen Zaumes, einmal im Zustande der Ruhe des Rades, dann aber auch im Zustande der Bewegung desselben auf die Art zu ermitteln gesucht wurde, daß ohne Anwendung des Bremses für zwei von einander verschiedene Geschwindigkeiten des völlig lastleer gehenden Rades die erforderlichen Aufschläge gemessen und hieraus unter Benutzung der entsprechenden relativen Nutzeffecte des Wassers im Rade auf die Reibung der Bewegung geschlossen wurde, woraus hervorging, daß der Coefficient der Reibung der Ruhe 0,16985, dagegen der der Reibung der Bewegung 0,1587 betrug, beide mithin eine Höhe erreichten, die nur bei neuen, mit ihren Lagern sich noch nicht vollständig zusammengelaufenen, übrigens aber in Schmiere gut erhaltenen Zapfen, in welchem Zustande derselben die Versuche angestellt wurden, hat Statt finden können.

Die letzte Columne der vorstehenden Tabelle weis't nach, daß das Verhältniß der nützlichen Wirkung des

Wassers im Rade zur Bruttokraft des Wassers zwischen den äußersten Gränzen 0,5839 und 0,79478 und zwar innerhalb der in der Minute von dem Rade vollzogenen Umdrehungen von 112 und 148 schwankte, und im Mittel 0,68691 betrug.

Da der Ausfluß- oder vielmehr der Geschwindigkeits-Coefficient des bei ganz geöffneter Klappe im Schützenapparat austretenden Wasserstrahles noch zu 0,90811 gefunden worden ist, welchem gemäß die Wirkung des Wassers vor dem Eintritte in das Rad nur $0{,}90811^2 = 0{,}824663$ der Rohkraft des Wassers betrug, mithin nahe 18% der letztern durch den Ausfluß verloren gingen, so ergiebt sich der auf die Reibung des Wassers im Rade und auf den Austritt des Wassers aus demselben zu rechnende Verlust an Kraft im Mittel zu

$\left(1 - \frac{0{,}68691}{0{,}824663}\right) \cdot 100 = 16{,}7\%$ der Kraft des Wassers vor dem Rade oder zu $0{,}824663 - 16{,}7 = 13{,}7718\%$ der Rohkraft des Wassers.

Für die vortheilhafteste Geschwindigkeit des Rades, welche bei 110 Umdrehungen desselben pro Minute (Versuch Nr. 16.) zu liegen scheint, betrug dieser Verlust aber nur

$\left(1 - \frac{0{,}7354}{0{,}824663}\right) \cdot 100 = 10{,}83\%$ der Kraft des Wassers unmittelbar vor dem Rade, oder $0{,}824663 \cdot 10{,}83 = 8{,}9311\%$ der Bruttokraft des Wassers.

Sowohl dieser, auf die Reibung des Wassers im Rade und auf dessen Austritt aus demselben sich beziehende Verlust an Kraft, als jener, welcher durch den Ausfluß des Wassers aus dem Schützenapparate hervorgerufen worden, können zwar für nicht beträchtlich gehalten werden, zumal auf die möglichst vollommene Einrichtung des Schützenapparates, wie auf

die Herstellung und Anordnung der Schaufelung des Rades sehr viel Sorgfalt verwendet worden ist, indeß wird es vielleicht möglich sein, bei künftigen derartigen Anlagen theils durch die wohl nicht außer dem Bereiche der Möglichkeit liegen dürfende Erhöhung des Ausfluß=Coefficienten, theils durch noch vortheilhaftere Wahl der Radverhältnisse, eine etwas höhere Nutzleistung des Wassers sich ergeben hat, auf mehr aber, als höchstens 80% der disponiblen Wasserkraft dürfte solche, namentlich bei hohen Gefällen und wenig Aufschlagewasser wohl in keinem Falle gebracht werden können, da es einerseits sehr schwierig ist, den Geschwindigkeits=Coefficienten bei'm Ausfluß des Wassers vor dem Rade unter den günstigsten Verhältnissen auf mehr denn 0,93 zu bringen, andererseits nicht unter 6% der disponiblen Wasserkraft auf die hydraulischen Bewegungshindernisse im Rade und auf den Ausfluß des Wassers aus demselben gerechnet werden müssen.

Bei einer gewöhnlichen Fourneyron'schen Turbine wird man eine solche Nutzleistung des Wassers im Rade aus den bereits früher angeführten Gründen zu erreichen kaum im Stande sei, wenigstens ist es Herrn Schwamckrug weder bei dem einen, noch bei einem andern der nach seiner Angabe und unter seiner Leitung zur Ausführung gekommenen Turbinen dieser Art, sieben an der Zahl, nicht gelungen.

In den meisten Fällen der Anwendung wird man daher schon sehr zufrieden sein können, wenn man die disponible Rohkraft des Wassers im Rade, d. h. abgesehen von der Reibung an den Zapfen des Rades, mit 75% benutzen kann, da dies ein Effectsverhältniß ist, welches unter übrigens gleichen Umständen nur bei kräftigen, gut construirten, ziemlich hohen und nicht schnell gehenden ober= und rückenschlägigen Rädern und bei ebenfalls kräftigen und gut gebauten Wassersäulen=Umtriebsmaschinen übersteigen wird.

Man wird wenigstens, nimmt man im Allgemeinen nur 75$\frac{0}{0}$ an, sicher sein, nicht zuviel versprochen zu haben.

Da dieses Verhältniß der Wirkung des Wassers in der Turbine als ein constantes angesehen werden kann, weil das beim Eintritt, wie beim Austritt verloren gehende Gefälle ein aliquoter Theil des Gesammtgefälles ist, dagegen aber die Wirkung des Wassers in einem oberschlägigen Rade in demselben Sinne für eine und dieselbe Geschwindigkeit des Rades mit der Gefällgröße veränderlich ist, indem ein nahezu constantes Gefälle auf den Ein- und Austritt des Wassers gerechnet werden muß, das Gefälle mag klein oder groß sein: so geht hieraus hervor, daß es Fälle geben muß, in welchen eine Turbine der bezeichneten Art entweder mehr oder eben soviel zu leisten vermag, als ein oberschlägiges Rad.

Um aber beurtheilen zu können, in welchen Fällen von der fraglichen Turbine vortheilhafter Gebrauch zu machen sein dürfte, ist es noch nöthig, den Einfluß der Zapfenreibung anf den Nutzeffect dieses, wie der angeführten gewöhnlichen Räder, in Berücksichtigung zu ziehen und für jeden besonderen Fall zu erwägen, ob ein Vorgelege nöthig ist oder nicht.

Bezeichnet daher für die Turbine der fraglichen Art allgemein h das disponible gesammte Gefälle eine Wasserkraft, Q das Gewicht des Rades, M den Aufschlag desselben pro Minute, D den innern Durchmesser des Rades d den Durchmesser seiner Achsen und p den Achsenreibungs-Coefficienten; so hat man für die verticale Turbine mit theilweiser Beaufschlagung die vortheilhafteste Geschwindigkeit am inneren Umfange bei dem Einfallswinkel von 56 bis 60 Graden, nach hiesigen Erfahrungen, wenn in Bergfußmaß gerechnet und der Geschwindigkeits-

Coefficient des in das Rad eintretenden Wassers = 0,93 gesetzt wird, nämlich:

$$v = \frac{D}{D + 0,5} \cdot 0,577 \cdot 0,93 \cdot 2 \sqrt{g} \cdot \sqrt{h}$$ oder weil

g = 17,165 Bergfuß ist,

$$v = 4,4463 \cdot \frac{D}{0,5 + D} \cdot \sqrt{h}.$$

Man hat daher das Moment der Zapfenreibung am Rade, wenn auf die Vermehrung des Druk-kes durch den Druck des Wassers keine Rücksicht genommen wird, indem dadurch der Wirkungsgrad des Rades in den meisten Fällen nur um $\frac{1}{2}$ bis $1\frac{0}{0}$ vermindert wird,

$$= \varphi \cdot \delta \pi \cdot Q \cdot \frac{60 \cdot v}{D \pi} = 266,778 \cdot \varphi \frac{d}{0,5 + D} \cdot Q \cdot \sqrt{h}$$

pro Minute und wenn man den Nutzeffect des Wassers im Rade nur zu 0,75 M h γ = 0,75·46,64·M h = 34,98·M h setzt, indem das Gewicht eines Bergcubikfußes Wasser = 46,64 Zollpfund beträgt, den Wirkungsgrad der Turbine

$$\text{an sich } \mu = \frac{34,98 \cdot Mh - 266,778 \cdot \varphi \cdot \frac{d}{0,5 + D} Q \cdot \sqrt{h}}{46,64 \cdot M\, h}$$

$$= \frac{0,75 \cdot M \cdot \sqrt{h} - 5,72\, \varphi \cdot \frac{d}{0,5 + D} \cdot Q}{M \cdot \sqrt{h}}$$

$$= \frac{0,75 \cdot (0,5 + D) \cdot M \cdot \sqrt{h} - 5,72 \cdot \varphi \cdot d \cdot Q}{(0,5 + D) \cdot M \sqrt{h}}.$$

Offenbar hängt das Gewicht des Rades Q von dessen Durchmesser D und dem Aufschlage M desselben, vom Gefälle, ingleichen von der Länge der Welle, von der Breite des Radkranzes, von der Dicke und der Zahl der Schaufeln, so wie davon ab, ob nur ein oder mehre Wasserstrahlen das Rad beaufschla-

gen. Diese Abhängigkeit läßt sich jedoch sehr reduciren, indem nach hierüber angestellter Berechnung, welcher das Gewicht desjenigen Rades und die Länge der Welle desselben zu Grunde gelegt worden sind, für welches die Versuchsresultate mitgetheilt wurden, das Gewicht einer solchen Turbine allgemein

durch $Q = 1700 + \left(130 + 11{,}18 \cdot \frac{d}{\eta}\right) \cdot D$

Zollpfunde ausgedrückt werden kann, worein b die Radkranzbreite, D der innere Durchmesser in Fuß und η das Verhältniß bezeichnet, in welchem die Breite der in das Rad tretenden Wasserstrahlen zur Dicke derselben steht, und das für das zu Grunde gelegte Rad, z. B. $= \frac{1}{4}$ beträgt. Es ist hiernach das Gewicht des Rades für ein und dasselbe η und für b und D constant, indem für größere Strahldicke die Breite der Schaufeln in dem Verhältnisse wächst, als die Schaufelzahl abnimmt.

Ferner ist die Dicke der Wellenzapfen, nämlich d, abhängig von dem Gewichte Q des armirten Rades und von der Länge l der Zapfen. Ist Q in Zollpfund und d und l in Bergfuß gegeben, so ist mit Rücksicht auf genügende Sicherheit und Abnutzung

$$d = \sqrt[3]{\frac{Q \cdot l}{35000}}$$ Fuß, oder da in der Regel $l =$ d gemacht wird,

$$d = \sqrt{\frac{Q}{35000}} = 0{,}00534 \cdot \sqrt{Q}.$$

Man erhält demnach den Wirkungsgrad der Turbine an sich allgemein zu

$$\mu = \frac{0{,}75\,(0{,}5 + D)\,M \sqrt{h} - 0{,}03054 \,.\, \varphi \,.\, \sqrt{\left[1700 + \left(130 + 11{,}18\,\frac{b}{\eta}\right) D\right]^3}}{(0{,}5 + D)\,M \sqrt{h}}.$$

Bei oberschlägigen Rädern geht erstens das Gefälle verloren, welches zur Erzeugung der Umfangsgeschwindigkeit des Rades erforderlich ist, zweitens ein Theil des, der Geschwindigkeit, womit das Wasser in das Rad tritt, zukommenden Gefälles und endlich das auf den Ausguß des Wassers aus dem Rade zu verwendende nöthige Gefälle. Um einen möglichst hohen Wirkungsgrad zu erlangen, ohne dabei das Rad zu langsam gehen lassen zu müssen, kann die Umfangsgeschwindigkeit eines oberschlägigen Rades im Mittel zu 8 Fuß angenommen werden. Diese Geschwindigkeit erfordert das Gefälle von

$v, v \cdot \frac{8^2}{4 \cdot 17,165} = 1,024$ Bergfuß, welches mit Rücksicht auf den Verlust durch den Stoß des Wassers in der Auffangschaufel bis auf 1,5 Fuß erhöht werden kann.

Auf den Ausguß des Wassers dagegen müssen, bei übrigens zweckmäßiger Construction des Rades und bei einem Fällungscoefficienten desselben von nicht unter $\frac{2}{7}$ wenigstens 2 Fuß gerechnet werden. Man hat daher, wenn diese Gefällverluste im summurischen Betrage von 3,5 Fuß für Räder mit 8 Fuß Umfangsgeschwindigkeit, der Vereinfachung nachstehender Rechnung halber, und weil selbige in Praxi nicht sehr abweichend befunden werden können, als constant angenommen werden, das Verhältniß des Nutzeffects des Wassers im Rade zur Bruttokraft des Wassers

$$= \frac{(h - 3,5) \cdot M \cdot 46,64}{M\ h \cdot 46,64} = \frac{h - 3,5}{h}$$

Um die Reibung zu bestimmen, welche an den Zapfen des Rades Statt findet, muß man das Gewicht Q_1 des Rades vom Durchmesser **D** und dem Fällungs-Coefficienten η_1, ferner das Gewicht q des in dem wasserhaltenden Bogen befindlichen Wassers und endlich die Dicke der Wellzapfen kennen.

Für hölzerne Räder von hiesiger Construction, wenn deren Kranzhöhe 1 Fuß beträgt und wenn sie sich mit 8 Fuß Geschwindigkeit am Umfange bewegen kann, sofern die Welle derselben nur so lang angenommen wird, daß ihre Zapfenhülse an den aufgesattelten Armen anstehen, das Gewicht derselben nach anderorts geführter Rechnung allgemein durch

$$Q = 3500 + \left(225 + 0{,}33 \cdot \frac{M}{\eta}\right) \cdot D_1 \text{ Zollpfund}$$

ausgedrückt werden.

Da der Voraussetzung zufolge das Rad pro Minute $\frac{480}{\pi \cdot D_1}$ Umläufe macht, so lös't sich das Gewicht des im Rade enthaltenen Wassers annährend zu

$$Q_1 + q = 3500 + \left[225 + 0{,}33 \cdot \left(0{,}408 + \frac{1}{\eta_1}\right) M\right] \cdot D_1$$

Zollpfunde.

Endlich ist, wie bei der Turbine, die Dicke der Wellzapfen d. i. q

$$d = 0{,}00534 \cdot \sqrt{Q_1 + q}$$

$$= 0{,}00534 \cdot \sqrt{\left[3500 + \left[225 + 0{,}33\left(0{,}408 + \frac{1}{\eta_1}\right) M\right] D_1\right]}.$$

Die Arbeit der Zapfenreibung beträgt demnach pro Minute:

$$\varphi \cdot (Qr + q) \frac{480 \cdot dr}{D_1} = 2{,}5632 \cdot \frac{\varphi}{D_1} \sqrt[3]{\left[3500 + [225 + 0{,}33 \left(0{,}408 + \frac{1}{\eta}\right) M] D_1\right]}$$

und es ergiebt sich somit der Wirkungsgrad des oberschlägigen Rades an sich allgemein zu

$$\mu_1 = \frac{46{,}64 . (h3{,}5) M - 2{,}5632 \cdot \frac{\varphi}{D_1} \sqrt[3]{\left[3500 + [225 + 0{,}33 . \left(0{,}408 + \frac{1}{\eta_1}\right) M] D_1\right]}}{46{,}64 \ M \ h}$$

$$= \frac{(h - 3{,}5) \cdot M - 0{,}055 . \frac{\varphi}{D_1} . \sqrt[3]{\left[3500 + [225 + 0{,}33 \left(0{,}408 + \frac{1}{\eta_1}\right) . M] D_1\right]}}{M \ h}.$$

Wenn nun zu 8 Fuß Geschwindigkeit des Rades am Umfange ein Druckgefälle über dem Scheitel desselben von nicht unter 2 Fuß erforderlich ist, mithin D, durch h — 2 sich ausdrücken läßt, so hat man auch

$$= \frac{h - 2 \cdot (h - 3{,}5) M - 0{,}055 \cdot \varphi \sqrt[3]{\left[3500 + [225 + 0{,}33 \left(0{,}408 + \frac{1}{\eta_1}\right] M] (h - 2)\right]}}{h \ (h - 2). \ M},$$

endlich aber auch, da η_1 nicht größer als $\frac{2}{7}$ zu sein braucht,

$$\mu_1 = \frac{h - 2 \cdot (h - 3{,}5) M - 0{,}055 \cdot \varphi \cdot \sqrt[3]{[3050 + 225 h + h, 29 (h - 2) M]}}{h \cdot (h - 2) \cdot M}.$$

Die Fälle, für welche die verticale Turbine eben so viel Nutzeffect giebt, als ein oberschlägiges Rad, und für welche jenem der Vorzug von diesem dann zu geben sein dürfte, wenn so wohl bei dem oberschlägigen Rade, als bei der Turbine zur Uebertragung der Kraft auf Operateurs Vorgelege entweder nöthig oder entbehrlich sein würden, weil sie ungleich kleiner, in den meisten Fällen minder kostspielig und jedenfalls dauerhafter ist, lassen sich aus folgender Tabelle leicht übersehen, in welcher für die verticale Turbine innerhalb der Gefälle von 15 bis 50 Fuß, in welche oberschlägige Räder gebaut zu werden pflegen, **D** = 6 Fuß, **b** = 1 Fuß und $\eta = \frac{1}{4}$ als passende Verhältnisse angenommen worden sind, und für in Schmiere gut gehalten werdende Zapfen $\varphi = \frac{1}{10}$ gesetzt worden ist.

Gefälle in Bergfuß.	Aufschlag pro Minute in Cubikfuß.	Wirkungsgrad		Anzahl der Umdrehungen pro Minute	
		der Turbine.	des oberschlägigen Rades.	der Turbine.	des oberschlägigen Rades.
	50	0,400	0,417		
	100	0,575	0,561		
	150	0,634	0,607		
	200	0,662	0,630		
15	250	0,680	0,640	48,88	11,8
	300	0,692	0,651		
	350	0,700	0,657		
	400	0,706	0,660		
	500	0,715	0,663		
	600	0,721	0,667		

Gefälle in Bergfuß.	Aufschlag pro Minute in Cubikfuß.	Wirkungsgrad		Anzahl der Umdrehungen pro Minute	
		der Turbine.	des oberschlägigen Rades.	der Turbine.	des oberschlägigen Rades.
	50	0,447	0,576		
	100	0,600	0,676		
	150	0,649	0,707		
	200	0,675	0,722		
	250	0,690	0,730		
20	300	0,700	0,736	56,94	8,5
	350	0,707	0,739		
	400	0,713	0,741		
	500	0,720	0,743		
	600	0,725	0,745		
	50	0,480	0,664		
	100	0,614	0,739		
	150	0,660	0,763		
	200	0,683	0,775		
	250	0,696	0,780		
	300	0,704	0,784		
25	350	0,712	0,790	64,00	6,65
	400	0,716	0,797		
	500	0,723	0,790		
	600	0,728	0,790		
	1000	0,737	0,787		
	1500	0,742	0,780		
	2000	0,743	0,774		
	50	0,503	0,719		
	100	0,626	0,781		
	150	0,668	0,801		
	200	0,690	0,810		
	250	0,700	0,814		
	300	0,709	0,818		
30	350	0,715	0,819	70,35	54,6

Gefälle in Bergfuß.	Aufschlag pro Minute in Cubikfuß.	Wirkungsgrad		Anzahl der Umdrehungen pro Minute	
		der Turbine.	des oberschlägigen Rades.	der Turbine.	des oberschlägigen Rades.
	400	0,719	0,821		
	500	0,725	0,822		
	600	0,730	0,822		
	1000	0,738	0,818		
	1500	0,742	0,813		
	2000	0,744	0,806		
	50	0,522	0,759		
	100	0,636	0,810		
	150	0,673	0,828		
	200	0,693	0,835		
	250	0,705	0,838		
	300	0,712	0,841		
35	350	0,717	0,842	76,17	4,64
	400	0,721	0,844		
	500	0,727	0,844		
	600	0,731	0,844		
	1000	0,738	0,840		
	1500	0,742	0,834		
	2000	0,744	0,828		
	50	0,536	0,787		
	100	0,643	0,832		
	150	0,679	0,847		
	200	0,696	0,854		
	250	0,707	0,856		
	300	0,715	0,859		
40	350	0,719	0,860	81,58	4,02
	400	0,724	0,861		
	500	0,729	0,861		
	600	0,732	0,861		

Gefälle in Bergfuß.	Aufschlag pro Minute in Cubikfuß.	Wirkungsgrad		Anzahl der Umdrehungen pro Minute	
		der Turbine.	des oberschlägigen Rades.	der Turbine.	des oberschlägigen Rades.
	1000	0,739	0,858		
	1500	0,743	0,852		
	2000	0,745	0,846		
	50	0,548	0,807		
	100	0,649	0,849		
	150	0,684	0,859		
	200	0,700	0,868		
	250	0,710	0,870		
	300	0,717	0,873		
45	350	0,722	0,874	86,65	3,56
	400	0,725	0,875		
	500	0,730	0,874		
	600	0,733	0,874		
	1000	0,740	0,870		
	2000	0,745	0,859		
	50	0,560	0,824		
	100	0,655	0,862		
	150	0,687	0,874		
	200	0,703	0,880		
	250	0,712	0,883		
	300	0,718	0,884		
50	350	0,722	0,884	91,44	3,19
	400	0,726	0,885		
	500	0,731	0,884		
	600	0,734	0,883		
	1000	0,740	0,881		
	2000	0,745	0,871		

Die Anzahl der Umdrehungen der Turbine von 6 Fuß innerem Durchmesser und 1 Fuß Kranzbreite sind nach der Formel

$$m = \frac{60 \cdot 4{,}4463}{\pi\ (0{,}5 + D)} \sqrt{h - 1} = 13{,}064 \sqrt{h - 1},$$

welche auf die vortheilhafteste Geschwindigkeit sich bezieht, berechnet worden, während bei Bestimmung der Umläufe der oberschlägigen Räder eine Umfangsgeschwindigkeit von 8 Fuß durchgehends zu Grunde gelegt worden ist, so zwar, daß dabei 2 Fuß Druckgefälle über dem Rade angenommen wurde.

Die in der Tabelle aufgestellten Wirkungsgrade können zwar auf streng mathematische Genauigkeit einen Anspruch nicht machen, weil bei der allgemeinen Entwickelung derselben die für Practiker nöthige Einfachheit der Formeln zu beobachten war; allein die durch Erfahrung zu erlangenden desfallsigen Resultate können davon nur um eine in der Praxis füglich zu vernachlässigende Größe abweichen, vorausgesetzt, daß die Räder unter den dem vorstehenden Rechnungsgange zu Grunde gelegten vortheilhaften Bedingungen erbaut sind.

Aus der vorstehenden Tabelle ergiebt sich nun, daß für jedes Gefälle der Wirkungsgrad der verticalen Turbine mit dem Aufschlage wächst, dagegen derselbe bei oberschlägigen Rädern nur bis zu einem gewissen Aufschlage hin zunimmt, dann aber für noch größere Aufschläge wiederum abnimmt. Der Maximalwerth hiervon liegt bei dem Aufschlage

$$M = \frac{3050 + 225 \cdot h}{0{,}645\ (h - 2)} = \frac{4728{,}68 + 348{,}83 \cdot h}{h - 2}$$

Cubikfuß pro Minute.

Setzt man diesen größten Werth von M in die Gleichung für μ, so erhält man

$$\mu_1 = \frac{h - 3{,}5}{h} = \frac{0{,}018333}{h} \cdot \sqrt{3050 + 225 \cdot h}$$

woraus folgt:

$$h^2 - h \cdot \frac{0{,}0756 + 7 \cdot (1 - \mu^I)}{(1 - \mu_1)^2} = \frac{11{,}2252}{(1 - \mu_1)^2}.$$

Diese Gleichung dient zur Bestimmung der Grenze, für welche verticale Turbinen noch denselben Wirkungsgrad geben, wie oberschlägige Räder. Setzt man zu dem Ende, z. B., für die im Vorstehenden angenommenen Turbinen-Verhältnisse den für den Maximalaufschlag des oberschlägigen Rades recht gut erreichbaren Wirkungsgrad der Turbine

$$= \mu = \mu_1\ 0{,}73,$$ so erhält man

$$h^2 - h \cdot \frac{0{,}0756 + 7\,(1 - 0{,}73)}{(1 - 0{,}73)^2} = -\frac{11{,}2252}{(1 - 0{,}73)}$$ d. i.

$$h^2 - h \cdot 26{,}963 = -154$$ und hieraus

$$h = 13{,}481 + \sqrt{181{,}737 - 154}$$

$= 13{,}481 + 5{,}266 = 18{,}747$ Bergfuß, bei welchem Gefälle der zu 0,73 angenommene Wirkungsgrad der verticalen Turbine, wie des oberschlägigen Rades, erreicht wird, wenn der Aufschlag pro Minute

$$M = \frac{4728{,}68 + 348{,}83 \cdot 18{,}747}{16{,}747} = 672{,}6$$

Cubikfuß beträgt.

Für kleinere Aufschläge, als 676 Cubikfuß, in dem Gefälle h = 18,747 Fuß, wird sowohl der Wirkungsgrad der verticalen Turbine, als der des oberschlägigen Rades kleiner, als 0,73, und es läßt sich daher annehmen, daß, wenn sowohl bei Anwendung der verticalen Turbine, als auch bei der des oberschlägigen Rades in irgend einem vorliegenden speciellen Falle zur Fortpflanzung der Kraft auf Operateurs Vorgelege entweder nöthig sind, oder entbehrt werden können, für Gefälle unter 18,5 Bergfuß, und zwar bis beiläufig 12 Fuß herab, verticale Turbinen mindestens denselben mechanischen Effect, — in mehreren Fällen sogar einem höheren,

wie obige Tabelle unter dem Gefälle von 15 Fuß zeigt — gewähren, und in'sbesondere hier für beträchtliche Aufschläge den Vorzug vor oberschlägigen Rädern insofern verdienen, als sie ungleich weniger umfänglich und kostspielig ausfallen und Reparaturen weniger ausgesetzt sind.

Brauchte man aber bei der Turbine ein Vorgelege, während ein solches entbehrt werden könnte, wenn unter gleichen Gefäll= und Aufschlagverhältnissen ein oberschlägiges Rad angewendet würde, so würde, wie es sich von selbst versteht, dem oberschlägigen Rade der Vorzug einzuräumen sein, zumal wenn es sich um die möglich höchste Verwerthung der disponibeln Wasserkraft bei ausübenden Maschinen handelt.

Für Gefälle von mehr, als 18,5 und bis zu 50 Fuß, in welches letztere unter Umständen noch oberschlägige Räder gebaut zu werden pflegen, bieten, wie obige Tabelle nachweis't, Turbinen der bezeichneten Art in Betreff des relativen Nutzeffects einen Vortheil nicht dar, weil, wie bereits weiter oben schon gesagt worden, die unvermeidlischen hydraulischen Verluste bei denselben einen aliquoten Theil des Gefälles beanspruchen, bei den oberschlägigen Rädern dagegen nahezu constant sind. Indeß können in gewissen Fällen Umstände obwalten, die es räthlich erscheinen lassen, lieber eine Turbine, als ein oberschlägiges Rad anzuwenden. Es gehört dahin, z. B., der Fall, welcher diese Construction von Turbinen hervorrief, nämlich die Anlage einer Wasserhaltungs=Maschine im fünften Lichtloche des Rothschönberger Stollns, wo der Aushieb und die Sicherstellung der Radstube für ein 35½ Fuß hohes oberschlägiges Rad beträchtlichen Aufwand herbeigeführt haben würde, der durch die Anwendung einer verticalen, nur 8 Fuß hohen

Turbine zum großen Theile um deswillen vermieden werden konnte, weil diese Wasserhebungs-Maschine nur innerhalb eines Zeitraumes von höchstens 20 Jahren benutzt zu werden braucht und jederzeit ein Aufschlag disponibel ist, welcher die bestmöglichste Benutzung eben nicht voraussetzt. Da bei dieser Anlage sich ein Vorgelege nöthig machte, so konnten die Schachtgestänge uud die Kolben der in Saugsätzen bestehenden Pumpen auf zehn Anhübe pro Minute eingerichtet werden, was bei einem oberschlägigen Rade von $35\frac{1}{2}$ Fuß Höhe ohne Anwendung eines Vorgeleges nicht möglich gewesen wäre, wenn man von der einen hohen Wirkungsgrad gebenden Umfangsgeschwindigkeit von 8 Fuß hätte nicht abgehen wollen. Die Kolbenröhre der Sätze für fragliches Gezeug mit oberschlägigem Rade hätten daher auf nur $4\frac{1}{3}$ Anhübe pro Minute eingerichtet werden und demgemäß eine Weite von d Fuß bekommen müssen, während denselben auf zehn Anhübe des Turbinengezeugs bei gleichem Hube eine Weite von nur $d \sqrt{\frac{4\frac{1}{3}}{10}} = 0,658 \cdot d$ Fuß hat gegeben werden können. Hieraus entsprang einerseits eine anderweite Kostenersparniß, andererseits wurde aber auch, weil dadurch die Belastung der Gestänge geringer ausfiel, der Wirkungsgrad der Wasserhebungsmaschine an sich (d. i. ohne Umtriebsmaschine) erhöht und zwar bei überhaupt 24 Stück anzuhängender Sätze nach den hierorts gemachten Erfahrungen in dem Verhältnisse, wie

$(1 - 0,1 \cdot 24 \cdot d) : (1 - 0,1 \cdot 24 \cdot 0,658 \cdot d)$,

oder wie $1 : \frac{1 - 0,15792 \cdot d}{1 - 0,24 \cdot d}$, oder weil d = 1,14 Fuß für doppelte Satzanhängung von je 12 Stück

auf die gesammte Wasserhebungsteufe zu machen gewesen wäre, wie

$$1 : \frac{1 - 0{,}15792 \cdot 1{,}14}{1 - 0{,}24 \cdot 1{,}14} = 1 : \frac{0{,}82}{0{,}7264} = 1 : 1{,}128.$$

Durch diesen, in 12,8 Procent bestehenden Gewinn an Effect bei den Gestängen wird mindestens der Verlust an Effect der Turbine gegen den eines oberschlägigen Rades aufgewogen, und man opfert an der betreffenden Wasserhaltungsmaschine eigentlich nur denjenigen Theil der Kraft, welchen die Vorgelegswelle zur Ueberwindung der Achsen- und Zahnreibung beansprucht, der aber verhältnißmäßig nicht sehr beträchtlich ausfällt, sobald die Maschine zu der Leistung gekommen sein wird, für welche sie angelegt worden ist.

Ein anderer Umstand, als der soeben angeführte, mehr auf Ersparniß von Anlagekosten abzielende, welcher die Anwendung von vertialen oder nach deren Principe construirten horizontalen Turbinen, ungeachtet eines etwas geringern Wirkungsgrades in Gefällen zwischen 18½ und 50 Fuß, statt der eines gewöhnlichen oberschlägigen oder rückenschlägigen Rades, vortheilhaft erscheinen lassen dürfte, macht sich besonders bei Spinnereien, Webereien, überhaupt bei solchen Fabricationsmaschinen geltend, bei deren Betriebe es hauptsächlich auf eine möglichst constante Geschwindigkeit ankommt, und zu deren Erhaltung eine Regulirungsvorrichtung, z. B., der Pendelregulator, unerläßlich ist. Jedem Mechaniker ist es wohl bekannt, daß, treten Aenderungen in den Kraft- oder Lastverhältnissen derartiger Maschinen, deren Motor ein ober- oder rückenschlägiges Rad ist, ein, sich die geänderte normale Geschwindigkeit durch den Regulator nicht sofort wiederherstellen läßt, indem der veränderte Aufschlag auf das überdem schwerfällige Rad

seinen Einfluß erst vollkommen ausgeübt, mithin allerwenigstens den wasserhaltenden Bogen desselben durchlaufen haben muß. Bei einer Turbine, mag diese nun in einer Fourneyron'schen, oder in irgend einer andern bestehen, ist dies aber ganz anders. Hier wirkt auf die nur mäßige Masse des Rades der durch den Regulator veränderte Aufschlag sofort ein und vermag deshalb die Geschwindigkeit fast augenblicklich zu reguliren. Der verticalen oder nach den Principien derselben eingerichteten horizontalen Turbine dürfte aber für dergleichen Fälle der Vorzug vor einer gewöhnlichen Fourneyron'schen Turbine zu geben sein, und zwar aus den im Eingange gedachten Gründen, in'sbesondere aber um deshalb, weil die Verstopfung der Zuführungsschaufeln der letzteren durch Unreinheiten des Betriebswassers auf Operateurs, welche Regulatoren erheischen, um so nachtheiliger einwirken würde.

In hohe Gefälle, in solche von mehr als 50 Fuß. baut man oberschlägige Räder, weil sie schwer werden, kostspielig sind und nur wenige Umgänge pro Minute verrichten können, nicht gern, oder es ist deren Herstellung nicht practisch ausführbar. Man hat deshalb seither in solche Gefälle Wassersäulen-Maschinen gebaut, deren Anwendung man fast ausschließlich bei'm Bergbau, wo dergleichen hohe Gefälle nichts Seltenes sind, findet und wo sie meist nur zur Wasserhaltung dienend, in der Regel einfach wirkend, d. h. mit vor- und rückgängiger geradliniger Bewegung, eingerichtet sind. Dergleichen Umtriebsmaschinen müssen in ihrer Einrichtung einen hohen Grad mechanischer Vollkommenheit erlangt haben und sich mit höchstens 1 Fuß Geschwindigkeit bewegen, wenn sie an sich einen Wirkungsgrad von 0,80 bis 0,85 erreichen sollen, wobei vorausgesetzt wird, daß durch die Treibe-, Wende- und Steuer-

kolben Kraftwasser nicht verloren gehe, auch daß, dienen sie zur Wasserhaltung, die durch die Veränderlichkeit der Hubwasser bedingte Regulirung ihrer Kraft nicht etwa durch die sogenannte Tagepipe (ein Hahn oder ein Drosselventil im Einfallrohre) geschehe, indem dadurch geradezu auf Kosten der Aufschlage=Wassermenge ein Theil des Gefälles vernichtet würde, sondern, behufs einer stets vollen Einwirkung des Gefälles, wo es nur immer thunlich ist, durch Vermehrung oder Verminderung der Umsteuerzeit bewirkt werde, sowie endlich, daß ihre geliderten Theile in stets gutem Zustande erhalten werden.

Unter solchen Umständen und weil die Verbindung einer solchen Maschine mit den Gestängen einer Wasserhaltungs=Vorrichtung in den meisten Fällen ohne alle Zwischenmaschinen sich bewirken läßt, gewährt sie in der Gesammtheit der Maschine einen Wirkungsgrad, welcher durch irgend eine andere Umtriebsmaschine, deren Bewegung ursprünglich rotirend ist, und die zu gedachtem Behufe in geradlinige Hin= und Herbewegung umgesetzt werden müßte, nicht erreicht werden kann. Man wird daher in dergleichen Fällen, wenn es dabei auf die möglichste Sparsamkeit des Betriebswassers ankommt, sich für die Anwendung von Wassersäulen=Maschinen zu entscheiden haben. Wo aber diese Rücksicht nicht zu nehmen ist, wo also ein etwas größeres Aufschlagwasser=Quantum jederzeit gegeben werden kann und wo Umstände von solcher Art obwalten, daß beträchtliche Ersparnisse an Anlagskosten gemacht werden können, oder aber, wo rotirende Bewegung der Umtriebsmaschine vorausgesetzt wird: da ist es jedenfalls in Frage zu ziehen, ob nicht statt der Wassersäulen=Maschine eine andere Umtriebsmaschine vortheilhaft anwendbar sei, und unter diesen dürfte es

in'sbesondere, wenigstens in vielen Fällen, die verticale Turbine sein, welche den Vorzug verdient.

Eines dergleichen Falles möge hier gedacht werden. Bei Churprinz Friedrich August Erbstolln im Freiberger Bergamtsreviere wird nämlich in nicht mehr ferner Zukunft, nachdem der Treue-Sachsen-Stolln daselbst eingebracht sein wird, welcher die dermalige Aufschlags- und Hubwasserabzugsnische mit 17 Lr. = 119 Fuß unterteuft, ein Umbau der hier in gewöhnlichen, theils ober-, theils rückenschlägigen Radkünsten bestehenden Wasserhebungs-Maschinen nöthig, um in größerer Teufe Abbaue etabliren zu können. Das dann überhaupt unter der oberen Aufschlagsrösche disponible Gefälle beträgt 23,759 Lr. = 166,3 Bergfuß, in welchem constant 400 Cubikfuß Aufschlagwasser pro Minute gegeben werden können. Um diese, in 166,3 · 400 = 66520 Fußcubikfuß = 98,7 Pferdekräften bestehende Bruttokraft des Wassers im tiefsten der vorhandenen drei Kunstschächte zur Wasserhaltung benutzen zu können, soll unter Beibehaltung der übrigen das oberschlägige Gezeug daselbst künftig abgeworfen und dasselbe, nach einem frühern Plane, durch kräftige Wassersäulen-Maschinen ersetzt werden.

Daß man bei 400 Cubikfuß Aufschlag die Maschine auf mindestens zwei Cylinder mit ebenso viel Schachtgestängen einzurichten hätte, geht wohl zur Genüge daraus hervor, daß hierbei jeder Cylinder auf 8 Fuß Hub jedes Treibkolbens und bei 60 Fuß durchlaufenen Weges desselben pro Minute eine lichte Weite von 2,9 Fuß erhalten müsse, wenn ein Effectverhältniß erlangt werden soll, welches für die Umtriebsmaschine an sich nicht unter 80 Procent ausfällt. Der angenommene Hub, bedingt durch dieses Effectverhältniß, müßte auch, um alle Zwischenmaschinerie zu vermeiden, den Kunstsätzen im

Schachte gegeben werden, zu welchem Behufe die jetzt zwischen der fünften und elften Gezeugstrecke, in einer Seigerteufe von circa 100 Lachtern = 700 Bergfuß befindlichen gewöhnlichen Saugsätze mit nur 1 Fuß Hub ganz abgeworfen und statt deren bei einfachem Anbaue 25 Stück neue erbaut werden mußten, falls man von Drucksätzen, deren Anzahl auf sechs sich belaufen würde, abstrahiren wollte. Beide mit Sätzen dieser oder jener Art ausgestatteten Wassersäulen-Maschinen würden aber, einschließlich der Maschinenräume und des Einbaues, nach hiesigen Erfahrungen ein Anlagecapital von mindestens 30,000 Thalern erfordern, selbst dann, wenn man denselben nur eine Capacität geben wollte, vermöge welcher sie, nach den muthmaßlichen endlichen Grundwasserlast-Verhältnissen, einen Aufschlag von nur 300 Cubikfuß pro Minute in maximo aufzunehmen vermöchten. Baut man dagegen in das gedachte Gefälle eine verticale Turbine mit solchem Vorgelege, daß wenigstens die mehrsten der jetzigen sämmtlichen Sätze beibehalten werden können, so erhält man ein Gezeug, welches bei gleichem Rohkraftwerthe zwar weniger, aber nicht unter drei Viertel so viel, als das zweicylindrige Wassersäulen-Gezeug zu leisten vermöchte, aber auch nur einen Anlageaufwand von höchstens 10,000 Thalern erfordern könnte, mithin in der Anlage gegen dieses eine Ersparniß von 20,000 Thalern herbeiführen würde, nicht zu geschweigen, daß dadurch der Grube, falls im Verlaufe der nächsten 30 Jahre eine anderweite Verstärkung ihrer Wasserhebungs-Maschinerie, wie zu erwarten steht, nicht erforderlich werden sollte, bei 4 Procent Verzinsung dieser 20,000 Thaler auch noch eine Zinsenersparniß von $= \left[\left(1 + \frac{4}{100}\right)^{30} - 1\right] \cdot 20{,}000 =$

rund 44866 Thaler erwachsen würde. Sollte aber dann der Fall einer nöthig werdenden Verstärkung gedachter Maschinerie dennoch eintreten, dann würde entweder der Säulengezeugbau mit dem Aufwande von 30,000 Thalern sich noch unternehmen, oder aber, da es daselbst an Aufschlag nicht fehlt, das Turbinengezeug sich verstärken, oder ein zweites dergleichen sich erbauen lassen, ohne daß im ungünstigsten dieser Fälle, dem nämlich, daß schon nach Verlauf von 30 Jahren das Turbinengezeug gegen ein Säulengezeug vertauscht werden müßte, gegen jene Zinsenersparniß von 44866 Thalern mehr, als das auf das Turbinengezeug verwendete Capital, im Betrage von 10,000 Thalern, geopfert worden wäre.

Noch möge, um vorkommenden Falls schnell beurtheilen zu können, ob der Effect einer verticalen Turbine hinter dem einer Wassersäulen-Maschine nicht zu sehr zurückbleibt, eine Tabelle hier Platz finden, aus welcher der Wirkungsgrad derselben an sich für höhere Gefälle und verschiedene Aufschläge sich ersehen läßt.

Schachte gegeben werden, zu welchem Behufe die jetzt zwischen der fünften und elften Gezeugstrecke, in einer Seigerteufe von circa 100 Lachtern = 700 Bergfuß befindlichen gewöhnlichen Saugsätze mit nur 1 Fuß Hub ganz abgeworfen und statt deren bei einfachem Anbaue 25 Stück neue erbaut werden mußten, falls man von Drucksätzen, deren Anzahl auf sechs sich belaufen würde, abstrahiren wollte. Beide mit Sätzen dieser oder jener Art ausgestatteten Wassersäulen-Maschinen würden aber, einschließlich der Maschinenräume und des Einbaues, nach hiesigen Erfahrungen ein Anlagecapital von mindestens 30,000 Thalern erfordern, selbst dann, wenn man denselben nur eine Capacität geben wollte, vermöge welcher sie, nach den muthmaßlichen endlichen Grundwasserlast-Verhältnissen, einen Aufschlag von nur 300 Cubikfuß pro Minute in maximo aufzunehmen vermöchten. Baut man dagegen in das gedachte Gefälle eine verticale Turbine mit solchem Vorgelege, daß wenigstens die mehrsten der jetzigen sämmtlichen Sätze beibehalten werden können, so erhält man ein Gezeug, welches bei gleichem Rohkraftwerthe zwar weniger, aber nicht unter drei Viertel so viel, als das zweicylindrige Wassersäulen-Gezeug zu leisten vermöchte, aber auch nur einen Anlageaufwand von höchstens 10,000 Thalern erfordern könnte, mithin in der Anlage gegen dieses eine Ersparniß von 20,000 Thalern herbeiführen würde, nicht zu geschweigen, daß dadurch der Grube, falls im Verlaufe der nächsten 30 Jahre eine anderweite Verstärkung ihrer Wasserhebungs-Maschinerie, wie zu erwarten steht, nicht erforderlich werden sollte, bei 4 Procent Verzinsung dieser 20,000 Thaler auch noch eine Zinsenersparniß von $= \left[\left(1 + \frac{4}{100}\right)^{30} - 1\right] \cdot 20{,}000 =$

rund 44866 Thaler erwachsen würde. Sollte aber dann der Fall einer nöthig werdenden Verstärkung gedachter Maschinerie dennoch eintreten, dann würde entweder der Säulengezeugbau mit dem Aufwande von 30,000 Thalern sich noch unternehmen, oder aber, da es daselbst an Aufschlag nicht fehlt, das Turbinengezeug sich verstärken, oder ein zweites dergleichen sich erbauen lassen, ohne daß im ungünstigsten dieser Fälle, dem nämlich, daß schon nach Verlauf von 30 Jahren das Turbinengezeug gegen ein Säulengezeug vertauscht werden müßte, gegen jene Zinsenersparniß von 44866 Thalern mehr, als das auf das Turbinengezeug verwendete Capital, im Betrage von 10,000 Thalern, geopfert worden wäre.

Noch möge, um vorkommenden Falls schnell beurtheilen zu können, ob der Effect einer verticalen Turbine hinter dem einer Wassersäulen-Maschine nicht zu sehr zurückbleibt, eine Tabelle hier Platz finden, aus welcher der Wirkungsgrad derselben an sich für höhere Gefälle und verschiedene Aufschläge sich ersehen läßt.

Gefälle in Bergfuß.	Wirkungsgrad der verticalen Turbine mit 6 Fuß innerem Durchmesser bei einem Aufschlage pro Minute in Cubikfuß.											Anzahl Umdrehungen der Turbine pro Minute.
	25	50	75	100	150	200	250	300	350	400	450	500	
55	0,385	0,568	0,628	0,659	0,689	0,705	0,713	0,719	0,722	0,727	0,730	0,732	96,00
60	0,400	0,575	0,633	0,663	0,692	0,707	0,716	0,721	0,725	0,728	0,732	0,733	100,34
65	0,414	0,582	0,638	0,666	0,695	0,708	0,717	0,722	0,726	0,729	0,732	0,734	104,51
70	0,425	0,588	0,642	0,669	0,697	0,710	0,718	0,723	0,727	0,730	0,732	0,734	108,51
75	0,437	0,594	0,646	0,672	0,698	0,711	0,719	0,724	0,728	0,731	0,733	0,735	112,38
80	0,449	0,599	0,649	0,675	0,699	0,713	0,720	0,725	0,728	0,731	0,733	0,735	116,11
85	0,456	0,603	0,652	0,677	0,701	0,714	0,720	0,726	0,729	0,732	0,734	0,735	120,44
90	0,465	0,607	0,655	0,679	0,703	0,715	0,721	0,726	0,730	0,732	0,734	0,736	123,24
95	0,473	0,611	0,658	0,681	0,704	0,716	0,722	0,727	0,730	0,733	0,735	0,736	126,66
100	0,479	0,615	0,660	0,682	0,705	0,716	0,723	0,727	0,731	0,733	0,735	0,737	129,98
105	0,485	0,618	0,662	0,683	0,706	0,717	0,723	0,728	0,731	0,734	0,736	0,737	133,22
110	0,492	0,623	0,664	0,685	0,707	0,717	0,724	0,728	0,732	0,734	0,736	0,737	136,39
115	0,498	0,624	0,666	0,687	0,708	0,718	0,724	0,729	0,732	0,734	0,736	0,737	139,48
120	0,503	0,627	0,668	0,688	0,709	0,719	0,725	0,729	0,733	0,735	0,736	0,738	142,51
125	0,510	0,630	0,670	0,690	0,710	0,720	0,725	0,730	0,733	0,735	0,737	0,738	145,47
130	0,513	0,632	0,671	0,691	0,711	0,720	0,726	0,730	0,733	0,735	0,737	0,738	148,37
135	0,518	0,634	0,672	0,692	0'711	0,721	0,726	0,731	0,734	0,736	0,737	0,739	151,22
140	0,522	0,636	0,674	0,693	0,712	0,721	0,727	0,731	0,734	0,736	0,737	0,739	154,02
145	0,526	0,638	0,676	0,694	0,712	0,722	0,727	0,732	0,734	0,736	0,738	0,739	156,76
150	0,529	0,640	0,677	0,695	0,713	0,723	0,728	0,732	0,734	0,736	0,738	0,739	159,46
155	0,533	0,643	0,678	0,696	0,713	0,724	0,728	0,732	0,735	0,736	0,738	0,740	162,12
160	0,536	0,644	0,679	0,697	0,714	0'724	0,729	0,732	0,735	0,737	0,738	0,740	164,73
165	0,540	0,645	0,680	0,697	0,715	0,724	0,729	0,733	0,735	0,737	0,739	0,740	167,30
170	0,543	0,646	0,681	0,698	0,716	0,725	0,730	0,733	0,735	0,737	0,739	0,740	169,83
175	0,546	0,648	0,682	0,699	0,716	0,725	0,730	0,733	0,736	0,737	0,739	0,740	172,32
180	0,549	0,649	0,683	0,700	0,717	0,725	0,730	0,734	0,736	0,738	0,739	0,740	174,68

Auch hier sind, wie für niedere Gefälle, 6 Fuß innerer und 8 Fuß äußerer Raddurchmesser, 56 bis 60 Grade Wassereinfalls-Winkel, $\eta = \frac{1}{4}$ und $\varphi = \frac{1}{10}$ zu Grunde gelegt worden.

Die Wirkungsgrade wurden daher nach der Formel

$$\mu = 0{,}75 - \frac{67{,}7}{M\sqrt{h}}$$

und die Anzahl Umdrehungen der Turbine nach dem Ausdrucke

$$m = 13{,}064 \cdot \sqrt{h - 1}$$

berechnet, worin h das Totalgefälle und M die Aufschlagwassermenge bezeichnet.

Endlich wird noch bemerkt, daß in den Fällen, wo rotirende Bewegung gefordert wird — Wassersäulen-Maschinen angewendet —, ein Wirkungsgrad derselben an sich erlangt wird, der im Allgemeinen wohl nicht über 0,7 abgeschätzt werden kann. Dergleichen Fälle eignen sich daher, wenn nicht Umstände besonderer Art für die Wahl der Wassersäulen-Maschine entscheiden und wenn das Gefälle nicht zu groß, etwa nicht über 180 Fuß ist, recht gut zur Anlage verticaler Turbinen.

Eine dergleichen Turbine mit doppelter, nämlich rechts und links gerichteter Schaufelung, zur Förderung bestimmt, ist von Herrn Schwamkrug im Laufe des Jahres 1850 auf dem fünften Lichtloche des Rothschönberger Stollns und zwar in einem Gefälle von $37\frac{1}{2}$ Fuß aufgestellt worden.

Nach einem Rechnungs-Auszuge betragen die Kosten fraglichen Gezeugs überhaupt 5100 Thaler 9 Neugroschen 1 Pfennig, wovon

935 Thlr.	25 Ngr.	8 Pf.	auf den Aushieb von 14,5 Cubik-Lachter Radstubenmauer und auf Zuführung von 170 Cubik-Ellen desselben,
978 „	14 „	4 „	auf die Ausmauerung des Radstubenraumes mit 330½ Cubikellen Bogen-, Gewölb- und Scheibenmauer, incl. 70 Quadrat-Ellen Widerlager,
263 „	27 „	— „	auf die Herstellung von 6,2 Lr. langer Hubwasserabzugsrösche,
215 „	9 „	1 „	auf die Anlage der 4,8 Lr. langen Korbstangenrösche,
216 „	11 „	— „	auf den Aushieb der Kreuzräume von 121,5 Cubik-Ellen, und
2490 „	11 „	8 „	auf das Kunstgezeug selbst, bestehend in der Turbine, der Vorgelegswelle sammt Rädern, dem Maschinenstuhle, der Korbstange, 2 Kreuzen, 2 Schachtgestängen und elf Saugsäzen mit gußeisernen Kolben- und Saugröhren, wovon zur Zeit des Baurechnungs-Abschlusses acht im eingeschirrten Zustande eingebaut und mit Liderbühnen versehen waren,

kommen.

§. 12.
Die Regulirung des Wasserzuflusses der Turbinen *).

Ein Hauptvorwurf, den man den Turbinen, im Vergleich mit den gewöhnlichen Wasserrädern, gemacht hat und noch macht, und welcher auch durch die Erfahrung begründet ist, daß bei den Turbinen verschiedene Quantitäten Aufschlagwasser nicht mit gleichem Nutzeffect verwendet werden können; zwar so, daß bei ein und derselben Turbine, bei normalem Gange desselben und bei constantem Gefälle, nur ein gewisses Quantum Aufschlagwasser, welches man Normalquantum nennen kann, den günstigsten Nutzeffect giebt, und daß der Nutzeffect um so geringer ausfällt, je kleiner das Quantum Aufschlagwasser gegen das Normalquantum ist. Dies ist bei den gewöhnlichen Wasserrädern nicht der Fall, wo das Quantum Aufschlag- oder Betriebswasser sehr veränderlich sein kann, ohne daß sich der Nutzeffect sehr ändert; im Gegentheil wirken bei solchen Rädern, zumal wenn ihre Rauminhalte zu gering und die Schaufeln oder Zellen bei dem Normalquantum Aufschlagwasser zu sehr angefüllt sind, bei kleineren Mengen Aufschlagwasser noch günstiger. Jedoch erscheint dieser Vortheil nur bei minder gut construirten Rädern; hat man, z. B., ein oberschlägiges Rad, dessen Zellen sich bei dem Normalquantum Aufschlagwasser höchstens ein Drittel vollfüllen, oder ein Kopfrad, dessen Zellen sich bei gleicher Voraussetzung höchstens die Hälfte vollfüllen, und ist bei beiden für freien Austritt der Luft aus

*) Ingenieur Hänel in der deutschen Gewerbezeitung 1846, Nr. 49.

den Zellen, während sich dieselben mit Wasser füllen, gesorgt, so würde dieser Vortheil verschwinden, indem hier schon den Bedingungen eines günstigen Effectes Genüge geleistet ist. Forscht man nun nach der Ursache des gerügten Vorwurfs, der die Turbinen trifft, so kann man bezüglich der verschiedenen bis jetzt bekannten Constructionen der Regulirung des Wasserzuflusses bei Turbinen von drei Gesichtspuncten ausgehen, wobei das Gefälle als constant anzunehmen ist, was auch bei Wasserkräften gewöhnlich der Fall ist, indem sich hier dieses seltener, als die Wassermengen, ändert. Ferner ist unter Normalquantum Aufschlagwasser dasjenige Quantum zu verstehen, was bei vollständiger Oeffnung des Wasserzuflußregulirungs-Apparates bei normalem Gange der Turbine durch den Schaufelkranz derselben fließt.

1) Denkt man sich eine Turbine mit inwendigen ringförmigen Schützen, sowie Fourneyron dieselbe construirt, so wird, bei vollständiger Oeffnung des Schützens bis zur Höhe des Schaufelkranzes, der Raum zwischen dem Schaufelkranze ganz mit Wasser gefüllt werden, vorausgesetzt, es sei Wasser genug vorhanden, und das Wasser wird mit der dem Gefälle zugehörigen Geschwindigkeit in den Schaufelkranz treten; für diese Bewegung ist nun auch die Turbine construirt und giebt den besten Nutzeffect. Denkt man sich aber bei der nämlichen Turbine den Schützen nur bis zur Hälfte der Höhe des Schaufelkranzes aufgezogen, so wird sich derselbe nicht ganz voll mit Wasser füllen. Das Wasser kann unter solchen Verhältnissen seine Kraft nur durch Stoß, anstatt bei vollgefülltem Schaufelkranze durch Druck, ausüben, ein Umstand, der von merklichem Einflusse auf den minder günstigen Nutzeffect ist; außerdem wirkt das in den Schaufelkranz eintretende Wasser nicht mit der dem Gefälle entsprechenden Geschwin-

digkeit, indem das Wasser bei nicht vollgefülltem Schaufelkranze jederzeit in demselben etwas höher steht, als die Höhe des Schützenzuges beträgt *), demzufolge auch der Querschnitt, der dem Durchgange des Wassers geboten, größer wird, als der Querschnitt, den die Schützenzughöhe bestimmt. Dieser Umstand muß als die größere Ursache des immer mehr abnehmenden Nutzeffectes bei Verwendung immer kleinerer Wassermengen, wie weiter unten gezeigt werden wird, angesehen werden; umsomehr, wenn man verlangt, daß die Turbine jederzeit mit ihrer Normalgeschwindigkeit, für die das übrige Triebwerk construirt ist, und wobei die zu betreibenden Maschinen und Apparate ihren gehörigen Gang haben, arbeiten soll, indem dann die dem Maximum des Effectes entsprechende Geschwindigkeit des Rades, welche mit der dem Gefälle entsprechenden Wassergeschwindigkeit ein bestimmtes Verhältniß hat, sich, da dieses Verhältniß gestört ist, in eine andere dem Nutzeffecte minder günstigere verwandelt.

Das hier eben Gesagte und die entwickelten Nachtheile erscheinen bei allen Turbinen mit inwendig liegenden ringförmigen Schützen, wie sie vor und nach Fourneyron construirt werden. In neuerer Zeit hat Fourneyron, um jene Uebelstände zu vermindern, die Kranzhöhe der Turbinen in zwei, auch mehr Etagen durch Anbringung einer oder mehrerer horizontaler Zwischenwände in dem Radkranze zu vermeiden gesucht.

Abgesehen davon, daß eine solche Anordnung die practische Ausführung einer Turbine erschwert, und daß dadurch die Verstopfung der einzelnen Canäle durch Baumblätter, Holzspäne 2c. noch mehr begünstigt und deren leichte Reinigung behindert

*) Dies ist durch practische Versuche gefunden worden.

wird, so wird durch diese Anordnung auch keine radicale Beseitigung des fraglichen Uebelstandes erreicht, da die Höhe des Radkranzes immer noch bei gewissen Stellungen des Schützens höher sein kann, als der Schützenzug. Nicht zu leugnen ist, daß so construirte Turbinen bei veränderlicher Wassermenge günstigere Resultate gegeben haben.

2) Betrachtet man nun eine Turbine mit außerhalb des Schaufelkranzes liegenden Schützen oder Regulirungsapparaten, so wird hier ebenfalls bei vollständiger Oeffnung des Schützens der Schaufelkranz ganz mit Wasser angefüllt sein, und das Wasser wird mit der dem Gefälle entsprechenden Geschwindigkeit seine Wirkung auf das Rad äußern, somit das Rad sich unter seinen günstigsten, den besten Nutzeffect herbeiführenden Verhältnissen befinden; wird aber der Schütze bis zu $\frac{3}{4}$, $\frac{1}{2}$, $\frac{1}{4}$ der Normalhöhe aufgezogen, so wird zwar der Schaufelkranz der Turbine noch ganz mit Wasser gefüllt sein, dasselbe jedoch, da sich der Querschnitt im Kranze gleich bleibt, nur mit resp. $\frac{3}{4}$, $\frac{1}{2}$, $\frac{1}{4}$ der dem Gefälle entsprechenden Geschwindigkeit durchfließen, und da die Druckhöhen, welche gewisse Geschwindigkeiten zu erzeugen im Stande sind, sich wie die Quadrate der Geschwindigkeiten verhalten, so wird das eigentlich wirksame Gefälle sein:

Bei'm Normalschützenzuge $= (\frac{1}{1})^2 = 1$,
bei $\frac{3}{4}$ Schützenöffnung $= (\frac{3}{4})^2 = 0{,}56$,
bei $\frac{1}{2}$ Schützenöffnung $= (\frac{1}{2})^2 = 0{,}25$,
bei $\frac{1}{4}$ Schützenöffnung $= (\frac{1}{4})^2 = 0{,}062$.

In eben den Verhältnissen werden sich die Coefficienten des Nutzeffectes (die relative Kraftäußerung) verhalten, und die absoluten Kraftäußerungen einer so construirten Turbine werden sich wie der Cubus der auf sie wirkenden Wassermenge verhalten. Wenn also die auf das Rad wirkende Wassermenge $\frac{1}{1}$, $\frac{1}{3}$,

$\frac{1}{2}$, $\frac{1}{4}$ von dem Normalquantum beträgt, so sind die Kraftäußerungen beziehungsweise $(\frac{1}{1})^3 = 1$; $(\frac{3}{4})^3 = 0{,}42$; $(\frac{1}{2})^3 = 0{,}125$; $(\frac{1}{4})^3 = 0{,}015$.

Die hier erörterte ungünstige Wirkung kleinerer Wassermengen, als das Normalquantum, stellte sich heraus bei den Turbinen à la Cadiat und bei den Jonval'schen Turbinen. Letzterer Constructeur sucht diesen Uebelstand dadurch zu beseitigen, daß er mehrere Turbinen zum Auswechseln in Vorschlag bringt, so zwar, daß jedes Turbinenrad gleich großen Durchmesser, aber verschiedenen Querschnitt hat, und daß, wenn weniger Wasser zum Betriebe des Werkes vorhanden ist, ein Turbinenrad mit kleinerem Querschnitt eingehängt wird. Theoretisch genommen, läßt sich dagegen nichts einwenden, aber in der Praxis würde das Auswechseln der Räder doch bedeutende Unannehmlichkeiten und Störungen im Betriebe hervorbringen, und dann dennoch sich ähnlich wie die Etagen Fourneyron's verhalten, welche, wie gesagt, das Uebel lindern, aber nicht ganz heilen. Ebenso umständlich sind die von den Herren André, Köchlin und Comp. in Mühlhausen angeordneten Einsatzstücke, um den Querschnitt des Turbinenrades der Wassermenge entsprechend veränderlich zu machen, indem dieses Einsetzen nur, nachdem das Rad herausgenommen ist, vorgenommen werden kann. In neuester Zeit stellt man bei veränderlichem Wasserzuflusse auch zwei Turbinen auf, so zwar, daß, wenn, z. B., 20 Cubikfuß Wasser pro Secunde vorhanden sind, jede Turbine auf 10 Cubikfuß construirt wird, und wenn sich das Wasserquantum bis zu 10 Cubikfuß verringert, nur eine Turbine im Gange ist. Es sind dies aber, wie schon gesagt, alles Mittel, die den Fehler vermindern, aber nicht radical heilen; denn wenn im vorliegenden Falle die Wassermenge sich bis auf 15 Cubikfuß reducirt, so

sind, je nach der Schützenstellung, entweder beide Räder zu groß für das Normalquantum construirt, oder regulirt man den Wasserzufluß nur zu einer Turbine, so würde diese um so schlechtere Resultate liefern, folglich auch durch eine solche Anordnung der schlechte Nutzeffect der Turbine bei kleineren Wassermengen als das Normalquantum nicht beseitigt. Uebrigens hat diese Construction sehr viel Analoges mit der Eintheilung des Turbinenkranzes in Etagen nach Fourneyron, nnd gilt das dort Gesagte auch für sie, nur ist in practischer Hinsicht der Fourneyron'schen Anordnung noch der Vorzug zu geben, weil mit einem Rade der Zweck, obgleich ebenso unvollkommen, doch einfach und billiger erreicht wird, als mit zwei Rädern.

3) Man erkannte zu sehr diese Fehler der Turbinen, als daß man nicht auf Vermeidung derselben bedacht gewesen wäre. Callon, Fontaine, Gentilhomme glaubten den Zweck zu erreichen, indem sie ein ganz anderes Princip der Regulirung des Wasserzuflusses annahmen: daß nämlich die Höhe der Schicht des auf das Rad wirkenden Wassers gleich bleibt der Höhe des Radkranzes, aber dasselbe bei vermindertem Wasserquantum nur stellenweise am Umfange des Rades in dasselbe eintritt, so daß, bei der Hälfte des Normalquantums Aufschlagwassers, dasselbe zwar mit der Höhe des Schaufelkranzes oder nur am halben Umfange desselben eintritt; sie erzielen dies durch mehrere einzelne Schützen, deren einer zwei oder mehrere Leitcurvencanäle total verschließt. Angestellte dynamometrische Versuche mit so construirten Turbinen haben aber gezeigt, daß der Zweck nicht erreicht wird, daß hier eine geringere Wassermenge, als das Normalquantum, ebenfalls mit geringerem Nutzeffect, als dieses, wirke.

Der Grund hiervon ist nun in Folgendem zu suchen. Die Natur des Principes der Wirkung der Turbinen bedingt, daß das Wasser im Druckbehälter mit dem im Schaufelkranze befindlichen Wasser stets ein zusammenhängendes Ganze bilde, daß ein Wassertheilchen immer gegen das nächste drücke und somit Kraft erzeuge, daher auch mit Recht die Turbinen in Frankreich roues hydrauliques à pression universelle et continue heißen.

Dieser Bedingung wird aber nun durch die erwähnte Schützenanordnung nicht allein entsprochen, sondern derselben sogar entgegengearbeitet.

Nimmt man an, alle einzelnen Schützen seien geöffnet, so wird auch jedes einzelne Wassertheilchen während seines ganzen Weges durch den Schaufelkranz krafterzeugend wirken, folglich die gesammte Wassermenge, welche durch Normalquantum bezeichnet wurde, den größten Nutzeffect hervorbringen. Denkt man sich aber die Schützen den halben Umfang des Kranzes schließend und nur den andern halben Umfang des Kranzes offen, so wird bei Umdrehung der Turbine das in dieser Hälfte befindliche Wasser durch die Centrifugalkraft aus dem Kranze treten, wenn es bei den geschlossenen Schützen vorübergeht, ohne eine Wirkung hervorzubringen, da es mit dem Druckwasser nicht in Verbindung steht; und es muß sich dieser Theil des Kranzes, wenn er bei offenen Schützen vorübergeht, erst wieder füllen, ehe das Druckwasser auf die Schaufeln der Turbine eine Kraft äußern kann. Es findet also bei dieser Anwendung ein Verlust an Wasser Statt, der um so größer wird, je mehr Schützen geschlossen sind, und der Null ist, wenn die Turbine, wo alle Schüzzen geöffnet sind, mit dem Normalquantum Wasser arbeitet. Allerdings ist der Verlust an Kraft in diesem Falle nicht so groß, als bei den früheren Con-

structionen und ist das Princip der einzelnen Schüzzen wohl als eine Verbesserung der Regulirung des Wasserzuflusses anzusehen; daß aber immer noch nicht durch diese Construction allen Anforderungen entsprochen wird, dazu liefert wohl die Anführung zweier Versuche mit einer so von Fontaine construirten Turbine den besten Beweis *).

Bei 437,3 Liter Wasserverbrauch, welches dem Normalquantum entspricht, gab die Turbine 67,53 Procent Nutzeffect und bei 231,25 Liter Wasser, also etwas mehr, als die Hälfte des Normalquantums, gab die Turbine nur 44 Procent Nutzeffect.

Nach diesen Betrachtungen gelangt man zu dem Schlusse, daß dem mehr erwähnten Uebelstande der Turbinen am vollkommensten begegnet würde, wenn man die Turbine so construirt, daß die Regulirung des Wasserzuflusses nicht nur durch einen Schützen, sondern durch Vergrößerung oder Verkleinerung der Höhe des Radkranzes der Turbine erzielt würde, daß, mit anderen Worten, die Höhe des Turbinenkranzes jederzeit proportional dem Wasserquantum sei; daß somit das Wasser durch den Turbinenkranz immer mit der dem Gefälle entsprechenden Geschwindigkeit durchfließe und stets mit dem Druckwasser in ununterbrochener Verbindung bleibe, und wurde auf nachstehende Construction der Turbine geleitet, wie beistehende Skizze näher andeutet.

Die Construction der Turbine selbst ist die bekannte nach Fourneyron mit Leit- und Druckschaufeln. Das Betriebswasser tritt hier durch das Rohr **A** in den Cylinder **B** und geht von diesem durch den Schaufelkranz **C**, um seine Wirkung auszuüben. Dieser Schaufelkranz ist aber nicht, wie

---

*) Siehe Dingler's Journal, erstes Juniheft 1845, zweite Reihe 7 und 12.

bei Fourneyron, durch zwei feststehende ringförmige Platten begrenzt, zwischen welchen sich die Druckschaufeln D befinden, sondern hier ist die untere Kranzplatte E in verticaler Richtung beweglich. Die Druckschaufeln D sind fest an dem Turbinenteller F, und auf der Kranzplatte E sind Füllstücke G befestigt, welche den Raum zwischen je zwei Druckschaufeln ausfüllen; es ist somit leicht ersichtlich, daß durch Hebung oder Senkung der Kranzplatte E eine Verminderung oder Vermehrung der lichten Höhe des Schaufelkranzes entsteht, welche Höhe Null wird, wenn die Füllstücke G der Kranzplatte E den Turbinenteller F berühren, und wodurch dann auch das Mittel gegeben wird, den Wasserzufluß zu reguliren, und zwar genau den oben aufgestellten Anforderungen entsprechend, und der Hauptbedingung zur Erzielung eines gleich günstigen Nutzeffectes Folge geleistet, daß das Wasser jederzeit mit der dem Gefälle entsprechenden Geschwindigkeit, das Quantum sei groß oder klein, durch den Schaufelkranz gehe. Damit nun diese Regulirung ohne Anhalten der Turbine und während des ungestörten Ganges derselben geschehen könne, muß man folgende Anordnung treffen.

Die bewegliche Kranzplatte E mit ihren Füllstücken G ist durch drei, vier oder mehrere Schrauben L, je nach der Größe der Turbine, mit dem Turbinenteller F verbunden, und diese Schrauben sind gleichmäßig vertheilt; die Hälfte derselben bewegen sich in an F angebrachten Büchsen, und die Muttern befinden sich in den Füllstücken G; jede Schraube hat oben ein Getriebe K, und diese greifen gemeinschaftlich in ein Zahnrad I, welches lose auf der Turbinenachse H sitzt; wird nun dieses Zahnrad I durch einen weiter unten beschriebenen Mechanismus ebenso schnell und in der nämlichen Bewe-

gungsrichtung als die Turbinenachse H getrieben, so ist es natürlich, daß den Schrauben L durch die Getriebe K keine Bewegung mitgetheilt, folglich auch die lichte Höhe des Schaufelkranzes dieselbe bleiben wird.

Wird die Geschwindigkeit des Rades I hingegen zu der der Turbinenachse H vermehrt, oder vermindert, so wird dadurch eine Umdrehung der Getriebe K und der Schraube L hervorgebracht und die lichte Höhe des Schaufelkranzes entweder vermehrt, oder vermindert. Betrachtet man das eben Gesagte in Bezug auf die durch den Pfeil angegebene Richtung der Bewegung der Turbinenachse H und nimmt man die Schraube als rückgängige an, so erzielt man durch Verminderung der Geschwindigkeit des Rades I eine Vergrößerung der lichten Höhe des Schaufelkranzes. Es sind hier also dem Zahnrade I drei zu der Turbinenachse verschiedene Geschwindigkeiten zu geben:

1) Eine Geschwindigkeit gleich groß mit der Turbinenachse; 2) eine Geschwindigkeit geringer; 3) eine Geschwindigkeit größer, als die Turbinenachse. Betrachten wir erst die Mittel zur Erzielung der ersten Geschwindigkeit.

An der Turbinenachse H sitzt fest ein Winkelrad M, welches in ein gleiches N greift, wodurch der röhrenförmigen Welle O und dem Winkelrade P Bewegung ertheilt und diese durch die Winkelräder Q, R, S und T, welches letztere auf dem Zahnrade I sitzt, auf diese fortgepflanzt wird; die Räder R und S sitzen auf einer gemeinschaftlichen Welle, welche frei durch die röhrenförmige Welle O geht. Verfolgt man die Bewegungsrichtungen dieser Räder, und da keine Uebersetzung in denselben liegt, so fin-

det man, daß I ebenso schnell und in der nämlichen Richtung, als H, bewegt wird. Die zweite und dritte Bewegung: das Winkelrad Q steckt lose an einer Speiche des Rades W in der Fläche desselben, und dreht man dieses Rad, welches lose auf der Welle der Räder R und S sitzt, mittelst des Rades V und des Schwungrades W nach einer oder der andern Richtung, während sich das Rad P bewegt, so wird auch dem Rade R und somit den Rädern S, T und I eine veränderliche Geschwindigkeit mitgetheilt werden (Princip der Houldsworth'schen Differenzialbewegung). In Bezug auf die angegebenen Pfeile bei H und W wird das Rad I sich langsamer bewegen, folglich die lichte Höhe des Schaufelrades vermindert, wenn W in der Richtung des Pfeiles bewegt wird, und dreht man W dieser Richtung entgegengesetzt, so wird I schneller, als H bewegt und somit eine Vergrößerung der lichten Höhe des Schaufelkranzes erzielt; und um nun keine Veränderung in der Höhe des Schaufelkranzes hervorzubringen, ist also nun nöthig, das Rad W zu arretiren, so daß durch V keine Bewegung auf W übertragen werden kann, somit nur das Rad Q als Transporteur wirkt und keinerlei Einfluß auf die relativen Geschwindigkeiten von H und I ausüben kann. Die entsprechende Bewegung des Rades V kann auch durch eine selbstthätige Vorrichtung ohne große Kosten erfolgen, wozu sich wohl am besten die bekannte Construction der Wasserregulatoren eignen dürfte.

Daß ferner das Princip dieser Turbinenconstruction, mit einigen Modificationen der einzelnen Theile, auch für Turbinen, wo das Wasser von oben eintritt, passend ist, wird Sachverständigen auch ohne besondere Skizze einer solchen Anwendung einleuchtend sein.

Vergleiche man nun die Anschaffungskosten einer so construirten Turbine mit einer nach Fourneyron, so dürfte sich dieselbe wohl gleich groß herausstellen; denn der Schütze nach Fourneyron mit den Contractionshölzern, der hier wegfällt, wird nicht weniger Kosten verursachen, als hier die bewegliche Kranzplatte **E** mit ihren Füllstücken **G**; der Bewegungsmechanismus des Schützens ist auch nicht einfacher, als in der Kranzplatte **E**, im Gegentheil wird die practische Ausführung des Turbinentellers **F** mit den Druckschaufeln **D**, im Vergleich mit einem in Etagen eingetheilten Schaufelkranze, bedeutend erleichtert und der Einwurf, den man machen könnte, daß sich die Druckschaufeln biegen, da sie nur mit dem Turbinenteller in Verbindung stehen, kann leicht durch eine zweckmäßige Anordnung derselben beseitigt werden, auf deren näheres Eingehen hier nicht der Ort und die Absicht ist.

Dahingegen ist durch diese neue Construction die Regulirung des Wasserzuflusses der Theorie genau entsprechend, und man kann bei so construirten Turbinen ebenso, wie bei den gewöhnlichen Wasserrädern, mit verschiedener Wassermenge gleich günstige Resultate erzeugen, ein Vortheil, der bis jetzt noch nicht erreicht war. Ferner ist der Eintritt des Wassers durch Wegfall des innern Schützens freier und der Richtung, durch die Leitcurven gegeben, genau entsprechend; endlich ist eine bequeme Reinigung und Nachsehen des Schaufelkranzes ermöglicht, indem man nur die bewegliche Kranzplatte **E** aus dem Schaufelkranze zu schrauben braucht, wo dann der ganze Schaufelkranz offen wird, ein Vortheil, der von Denen, welche mit Turbinen zu thun haben, gewiß als kein geringer angesehen werden wird.

§. 13.

Doppelturbine nach Jonval'schem Principe mit liegender Welle *).

Die Figuren 76 und 77 stellen eine neuerdings in der Baumwollenspinnerei der Agawam Canal Company zu West Springfield im Staate Massachusets ausgeführte Turbine im verticalen Quer- und Längendurchschnitte dar. Das benutzte Gefälle beträgt 31 Fuß englisch; bei einem Betriebswasserquantum von 6396 Cubikfuß pro Minute wird die volle Kraft der Maschine auf 250 Pferdekräfte angeschlagen.

Nach den vorstehenden Angaben wäre die theoretische Leistung 380 Pferdekräfte, mit Bezug also auf die erwähnte Nutzleistung der Wirkungsgrad $= \frac{250}{380} = 0{,}65$.

Das Reactionsrad besteht aus zwei gesonderten Schaufelkränzen **W** eigenthümlicher (aber nicht näher bezeichneter) Form an einer horizontalen Welle. Die Einführung des Wassers in die Radkränze erfolgt durch einen doppelten spiralförmigen Leitschaufelapparat **o** in der Bewegungsrichtung der ersteren. Das Rad sammt dem Leitschaufelapparate liegt im Wassereinfallkasten und ist rings von Wasser umgeben. Nur die Enden der Welle gehen durch die Seitenwände des Wassereinfallkastens hindurch. Die Achse des Rades liegt 20 Fuß hoch über dem Unterwasserspiegel. Aus dem Rade gelangt das Wasser zunächst in die dasselbe umgebenden Abfallkästen **C, C** und von da in die Abfallröhren **D, D**. Da die Luft

*) Polytechnisches Centralblatt, 1850, Nr. 9.

von den Abfallkästen und Abfallröhren gänzlich ausgeschlossen ist und ihre Querschnitte viel größer sind, als die Summe aller Ausflußöffnungen der Räder, so fließt das Wasser in den erstern langsam nieder, indem es übrigens gerade so wirkt, wie bei einer Jonval'schen Turbine. Das Rad hat 40 Zoll Durchmesser und macht bei'm normalen Gange 220 Umdrehungen pro Minute. Durch Trommeln oder Riemenscheiben P an den Enden der Radwelle wird die Bewegung auf die Hauptwellen der Spinnerei fortgepflanzt. Die Trommeln haben 6 Fuß Durchmesser, die Riemenscheiben an den Hauptwellen 10 Fuß und demzufolge der Riemen eine Geschwindigkeit von 4148 Fuß pro Minute. — Wird die den Zufluß des Wassers auf das Rad regulirende Schütze nur etwas mehr als halb gezogen, so treibt die Maschine 7000 Drosselspindeln mit der gehörigen Geschwindigkeit um, ungefähr die Hälfte des gangbaren Zeuges, welches für 16000 Spindeln (so viel soll die Spinnerei im Ganzen erhalten) nöthig ist, sowie endlich eine Zahl Eisen- und Holzdrehbänke, Kreissägen &c.

Das hierzu erforderliche Wasserquantum beträgt ungefähr 4500 Cubikfuß pro Minute. Aus einer Vergleichung dieses Resultates mit dem von Wasserrädern, welche früher zum Betriebe von Baumwollenspinnereien errichtet worden sind, hat man zuversichtlich gefolgert, daß das neue Rad bei voller Kraft 13000 Spindeln wird treiben können. Die Anlagekosten für diese Turbine nebst allem Zubehör betrugen ungefähr 5000 Dollars. Die skizzirte Turbine wurde an der Stelle eines 32 Fuß hohen und 17 Fuß weiten oberschlägigen Wasserrades eingebaut, welches dasselbe Gefälle benutzte. Dieses frühere Rad bestand fast ganz aus Eisen, und nur die Schaufeln und Bodenbreter bestanden aus Holz.

Die zum Betriebe desselben erforderliche Wassermenge wurde auf 4800 Cubikfuß pro Minute berechnet. Im besten Falle soll aber dasselbe nicht mehr als 5000 Spindeln (jedenfalls außer den oben erwähnten übrigen Maschinen. D. R.) zu treiben im Stande gewesen sein; als weitere 1000 Spindeln angeschlossen wurden, wurde der Gang zu langsam. Das Rad wurde zu Anfang des vorigen Jahres gebaut und wurde, nachdem es drei Monate im Gange gewesen war und fortwährend kostspielige Reparaturen nöthig gemacht hatte, abgebrochen und durch die bestehende Turbine ersetzt, welche, nach dem Urtheile des Betriebsdirigenten, außer vielen anderen Vorzügen den einer größern Dauerhaftigkeit besitzt nnd eine leichtere Umdrehung der Bewegnng gestattet.

Es giebt nun noch mehrere andere Spinnereien, Papiermühlen, auf welchen ebenfalls Turbinen der vorbeschriebenen Art seit ein bis fünf Jahren im Gange sind und niemals eine Reparatur nöthig gemacht haben, die wir jedoch hier nicht weiter berühren. Die Gefälle variiren von 9 bis 26 Fuß, die Leistungen von 15 bis 140 Pferdekräften.

§. 14.

Vergleichung der Turbinen mit anderen Wasserrädern.

Bei jeder Mühlen- oder Fabrikanlage im Allgemeinen ist die Wahl des Wasserwerkes von höchster Wichtigkeit. Wir entwickeln daher am Schlusse unseres Werkes über die Turbinen die Vorzüge und Nachtheile derselben in Vergleichung zu den verticalen Wasserrädern, und wenn wir in dem Vorworte schon einige allgemeine Winke über diesen Gegenstand mittheilten, so lehnen wir uns hier an einen gegebenen Fall, um

an demselben die aufgegebenen Sätze zu erläutern. Jedoch haben dieselben Geltung für viele Fälle, wenn man locale Verhältnisse, Gefälle, Wassermasse und Beschaffenheit der zu betreibenden Arbeitsmaschine berücksichtigt. Wir entnehmen das Folgende aus der vortrefflichen Arbeit des rühmlichst bekannten Ingenieurs Eduard Hänel, die derselbe in der deutschen Gewerbezeitung, Jahrgang 1849, Nr. 30 ꝛc. mitgetheilt hat.

I.

Turbinen und Panster-Kropfräder.

Vergleicht man zunächst die Turbinen mit anderen Wasserrädern, so stellen sich folgende Vorzüge und Mängel heraus, welche die eine Art Wasserräder den anderen gegenüber haben.

Der Hauptvorzug, den die Turbinen besitzen, besteht darin, daß man sie bei jedem Gefälle von 1 bis mehreren hundert Fuß anwenden kann, während verticale Wasserräder bei einem Gefälle von 40 bis 50 Fuß schon sehr schwierig auszuführen sind. Bezüglich der Leistungen der Turbinen ist anzunehmen, daß bei hohen Gefällen sich allerdings der Effect durch große Geschwindigkeiten im Wasser und Rad kleiner herausstellt, als bei kleinen Gefällen, während aber für mehr Gefälle als 50 Fuß nicht ohne große Schwierigkeiten und Kosten ein anderes Rad anzuwenden ist. Bei Gefällen von 20 bis 40 Fuß läßt sich durch oberschlägige Wasserräder ein Wirkungsgrad erzeugen, der durch Turbinen nicht erreicht werden kann, während aber beide andere Arten Räder bei Gefällen von 10 bis 20 Fuß gleiche Leistung erwarten lassen. Bei weniger Gefälle als 10 Fuß läßt sich durch keine Räder mehr Leistung erzielen, als durch Turbinen. Die Turbinen haben vor den

verticalen Wasserrädern noch den Vorzug, daß sie bei verschiedenen Gefällen fast mit gleichem Wirkungsgrade arbeiten, und daß sie namentlich durch Stauwasser in ihrem Gange nicht gestört werden, da sie unter Wasser fast mit demselben Vortheile, als in freier Luft, arbeiten. Verticale Wasserräder verlieren zwar stets an ihrem Wirkungsgrade, wenn sich ihr Gefälle verändert, jedoch nur dann beträchtlich, wenn die Gefälle selbst klein sind, oder gar ein Waten des Rades im Wasser eintritt. Auf der andern Seite verursachen aber Veränderungen im Aufschlagquantum bei verticalen Wasserrädern weit weniger Arbeitsverlust, als bei den horizontalen Wasserrädern. Dieses Verhältniß gereicht den verticalen Wasserrädern in öconomisch-hydraulischer Beziehung zum großen Vortheil. Um die Leistung eines vorher im Normalgange befindlichen verticalen Wasserrades, zumal eines solchen, wo das Wasser hauptsächlich durch den Druck wirkt, nach Bedürfniß zu erhöhen, kann man auf dasselbe eine größere Wassermenge anschlagen und, um die Leistung eines solchen Rades zu vermindern, braucht man nur demselben weniger Wasser zu geben; in beiden Fällen wird der Wirkungsgrad nicht viel kleiner, oder größer. Ganz anders ist aber das Verhältniß in diesem Falle bei der Turbine. Der vortheilhafte Gang einer solchen findet bei völlig geöffneter Schütze und also auch bei den größten Aufschlagwassern Statt. Wenn nun ein kleines Arbeitsquantum gefordert, daher auch ein kleines Wasserquantum gebraucht und zu diesem Zwecke die Schütze tiefer gestellt wird, so vermindert man die Leistung nur zum Theil durch Verminderung des Aufschlags, zum Theil aber durch Tödten der lebendigen Kraft des Wassers, oder durch Schwächen des Wasserdrucks und zieht dadurch den Wirkungsgrad herab. Während man also bei einem verticalen Wasserrade durch

Niederlassen der Schütze nun alles überflüssige Wasser vom Rade absperrt und dieses nach Befinden noch zu anderen Zwecken gebrauchen kann, wird bei den Turbinen dadurch nur ein Theil des überschüssigen Wassers abgesperrt, das Arbeitsvermögen des andern Theiles aber im Rade vernichtet. — In öconomischer Beziehung sind die Turbinen den verticalen Wasserrädern in den meisten Fällen an die Seite zu stellen, bei hohen Gefällen aber sind dieselben sogar wegen ihrer Wohlfeilheit den verticalen Rädern vorzuziehen.

Bei jeder Turbinenanlage ist es Hauptbedingung, daß das hierzu bestimmte Betriebswasser stets rein von Schlamm, Sand, Kräutern, Blättern, Eisstükken, Baumzweigen u. s. w. sein muß, indem dadurch sonst die Leistung sehr herabgezogen, sogar der Gang ganz gehemmt werden kann, was bei den verticalen Wasserrädern nicht zu befürchten ist.

Dieser vorangeführte Vergleich — wobei hauptsächlich die vortrefflichen Angaben des Professor Weisbach berücksichtigt sind — dürfte nun hauptsächlich als Richtschnur dienen, inwieweit die Anwendung von Turbinen in einem angenommenen Falle Etwas für oder gegen sich hat.

Es wird zunächst Bezug genommen auf die Anwendung von Turbinen bei'm Mühlenbetriebe in Bernburg. In einem stattlichen Mühlengebäude befinden sich dort acht Mahlgänge, wovon vier nach amerikanischem und vier nach deutschem Systeme gebaut sind. Sämmtliche acht Gänge werden durch vier Turbinen, also je zwei Gänge durch eine Turbine, getrieben, die sich in einem unter dem Mühlengebäude wegführenden Canale befinden. Die innere Einrichtung der Mühle, die hier in Frage kommt, läßt Wesentliches zu wünschen übrig, während der noch nicht lange Statt ge-

fundene Gang der Turbinen, wenn auch noch nicht mehr Erfahrungen und Beobachtungen zu machen gewährte, doch aber schon mehrere Mängel und Nachtheile bestätigt, die weniger ihren Grund in der Construction, als in der Anwendung der Turbinen selbst haben.

In Bernburg wird die Saale, welche die vorgedachte Mühle als Betriebswasser hat, ein Totalgefälle bei mittlerem Wasserstande von circa 8 Fuß haben, und dennoch tritt zufolge der Lage des Flußbettes bei großem Wasser der Fall ein, daß das Unterwasser oft 8 Fuß und noch mehr anwächst und das im Verhältniß weniger angestiegene Oberwasser nur noch wenig Gefälle übrigläßt. Dies war ein Uebelstand, der bei dem ersten Entwurfe des Mühlenbaues auf den Gedanken führte, für die neu zu erbauende Mühle Pansterräder anzulegen von circa 24 bis 30 Fuß Durchmesser, um auch bei dem größten Unterwasser immer noch die Wasserradsachsen außer Wasser zu heben, und in diesen Fällen bei Einsetzung von größeren Schaufelflächen noch einen Effect zu ermöglichen. Hierdurch würde es bei großem Wasser, je nach dessen Höhe, wohl möglich geworden sein, einen Theil der Mühlen in Gang zu erhalten. Allein es war anzunehmen, daß bei einer solchen Radconstruction sich nicht der Effect in dem Verhältnisse verminderte, wie es bei dem durch Unterwasser verminderten Gefälle geschehen wäre, sondern daß dies in ungünstig steigendem Verhältnisse geschehen und deshalb auch in ungünstig steigendem Verhältnisse auf die Productionsfähigkeit der Mühle einwirken mußte. Nun hat aber die Bernburger Mühle einen großen District mit Mehl zu versorgen, und auch öfter mit Unterwasser (Stauwasser) zu kämpfen, was zeitweise vier bis sechs Wochen anhält und den Mühlenbetrieb empfindlich und höchst nachtheilig stört.

Dies mag wohl der Grund gewesen sein, war u Herr Nagel in Hamburg für diese Mühle Turbinen in Vorschlag brachte und ausführte, da Unterwasser dieselben nicht im Gange stört und sie immer in directem Verhältnisse zur Höhe des Gefälles einen Effect geben.

Auf die Leistung der Turbinen selbst, die Untersuchung des Nutzeffectes, ist hier nicht einzugehen, Thatsache aber ist es, daß die Mühlen, die vier amerikanischen, damals pro Woche 50 Wispel, also im Verhältniß zur vorliegenden Wasserkraft sehr wenig fertig machten, welcher Mangel jedoch mehr in der Mahlmethode und innern Einrichtung der Mühle, nach Untersuchung des Mahlgutes, als in der Construction der Turbinen zu suchen sein dürfte.

Bezüglich des Kostenpunctes würden an dieser Stelle verticale Räder weit weniger Opfer gekostet haben, und bei stetem Ueberflusse an Wasser hätte man auf eine größtmögliche Effecterreichung nicht hauptsächlich Bedacht nehmen sollen. Bezüglich der Nachtheile der Turbinen, so weit die kurze Erfahrung reicht, lassen sich folgende aufstellen:

1) Die Verunreinigung des Betriebswassers durch Laub (Baumblätter), Holzzweige ꝛc.;
2) Schwierigkeit des Zugangs;
3) Schwierigkeit der Reparaturen.

Zum Schutz und zur Verhütung, daß das Betriebswasser der Turbinen von allem Laube, Holzzweigen, Moos und Eis frei bleiben soll, ist bei der Einmündung des Wasserbassins, von welchem die einzelnen Ableitungen nach den Rädern geschehen, ein Doppelrechen angebracht, und zwar auf dieselbe Länge, als die Breite der Einmündung beträgt, etwa 16 Fuß. Die vordere Rechenreihe besteht aus Holzpfählen, die circa 12 Zoll voneinander entfernt stehen, wogegen die zweite Reihe aus 1 Zoll starken

Eisenstäben besteht, die circa 1 Zoll voneinander entfernt sind. Häufig geschieht es, daß in kurzen Zwischenräumen das Laub den Rechen verstopft, daß das Wasser unterhalb desselben oft um 18 Zoll tiefer steht, und nur bei dieser Druckhöhe das nöthige Wasser sich durch den Rechen pressen kann, der völlig von Laub und Baumzweigen sich versetzen würde, wenn man ihn nicht sehr oft des Tages reinigte. Am Tage, wo Hände genug vorhanden sind, geschieht das Reinigen hinreichend oft, allein des Nachts, wo blos die Hälfte des Mühlenpersonals den Dienst versorgt und andere Arbeiten es beschäftigt, tritt der Uebelstand des Verstopfens sehr oft empfindlich hervor.

Die Lage der Einmündung des Wasserbassins zum Betriebswasser ist in Bernburg so, daß, wenn einigermaßen Wasser über das ganz nahe gelegene Wehr überläuft, jeder auf der Saale vorkommende Körper eher über das Wehr gehen, als jene Einmündung erreichen wird. Dennoch aber und trotzdem, daß der weit größere Theil des Wassers über das Wehr und nach den Nebenwerken geht, zeigt sich jene Laubanhäufung vor dem Rechen, die weit nachtheiliger und störender eintritt, sobald zur Zeit des Laubfalls der Wasserstand der Art ist, daß kein Wasser über das Wehr läuft, wie es gerade zu Herbstzeiten öfter der Fall ist. Ein ähnlicher, noch schlimmerer Uebelstand des Verstopfens wird sich aber dann zeigen, wenn sich Grundeis in der Saale bildet, wie es auffallend in großen Massen bei'm Beginne des Winters und auch den ganzen Winter hindurch, wenn es nur einigermaßen friert, geschieht.

Bei'm Grundeisgange das Verstopfen des Rechens zu hindern, dürfte kein Mittel ausreichen, und wird deshalb auch das Grundeis einen förmlichen Stillstand der Turbinen in Bernburg nach sich ziehen.

Es ist bekannt, daß, sobald das Grundwasser in der Saale eintritt, fast die ganze Oberfläche des Wasserspiegels in tiefen Schichten bedeckt ist und sich langsam fortbewegt, so daß es in Bernburg, nach Versicherung des dortigen Mühlenwerkmeisters, schon bei der alten Mühle einer fortwährenden Aufsicht und Nachhülfe bedurfte, dem alten Panstergerinne den nöthigen Wasserzufluß zu erhalten, wo nur ein einfacher Rechen von Holz, dessen Rechenpfähle 12 bis 14 Zoll weit voneinander standen, ein Hinderniß darbot, was aber oft, um nicht ein Verstopfen zu befürchten, so beseitigt werden mußte, daß man einen Rechenpfahl um den andern herausnehmen mußte, um dem Grundeise freien Paß zu gewähren; dies darf aber durchaus bei den gegenwärtigen Turbinen nicht Statt finden, sondern der Rechen muß alles Grundeis absperren, weil es gegenfalls die Radzellen verstopfen würde. Muß nun aber der Rechen das Grundeis absperren, so gilt dies selbstredend für das Wasser mit, da dies zur Zeit des Grundeises ein Gemenge mit ersterem bildet, was sich nicht voneinander trennen läßt. Anders ist dies bei Stückeis, was wohl wie Laub ein Hinderniß darbietet, aber doch zu beseitigen sein würde.

Bei einem Gefälle, wie zu Bernburg, war es, wo man wegen etwas Effectverlust bei dem stets reichen Betriebswasser nicht besorgt zu sein brauchte, nach allgemeiner Regel nöthig, daß man die Turbinen noch unter den kleinen Mittelwasserstand legte, so zwar, daß sie auch noch bei kleinem Wasserstande unter Wasser arbeiteten, um das Totalgefälle als Druckhöhe jederzeit wirken lassen zu können, wovon man gern absteht, wenn das Gefälle groß ist.

Dieser tiefe Stand der Turbinen aber verursachte den zweiten Hauptübelstand: nämlich den schwierigen

Zugang zum Rade. Es ist deshalb auch Vorkehrung getroffen, daß jede Turbine allein in einiger Entfernung, so weit es die Zugänglichkeit bedingt, ringsherum wasserdicht verschlossen werden kann, so daß, wenn dieser abgeschlossene Raum durch Pumpen von Wasser entleert ist, die Turbine von Wasser befreit zu stehen kommt. Theoretisch läßt sich eine solche Freistellung oder Wasserbeseitigung eben nicht mit großen Schwierigkeiten herstellen, aber in der Praxis nur mit großer Mühe ermöglichen, wie Beispiele in ähnlichen Fällen zeigen.

Nächst diesem Uebelstande tritt aber noch drittens der hinzu, daß Reparaturen in einem solchen dunkeln, tiefen, nassen und engen Raume doppelt schwierig vorzunehmen sind und oft sehr viel Zeit in Anspruch nehmen, wie jüngst in Bernburg ein Fall vorkam und den Stillstand einer Turbine drei Wochen lang veranlaßte. Es handelte sich nur darum, den etwas angerosteten Schutzring leichter gehend zu machen.

Denken wir uns nun einen Fall, wo fast alle Verhältnisse der Art, wie in Bernburg sind, nur mit dem Unterschiede, daß dort die Größe und Lage des Bauplatzes mit Berücksichtigung der zu betreibenden verschiedenartigen Mühlenwerke den Gerinnbau für verticale Wasserräder sehr schwierig macht, und deshalb den Turbinen der Vorzug zu geben wäre, während in Bernburg es das oft eintretende störende Unterwasser (Stauwasser) war, was veranlaßte, für Anwendung von Turbinen zu stimmen. Das Grundeis spielt in vielen Flüssen eine ebenso wichtige Rolle, als in der Saale zu Bernburg, Stauwasser aber findet sich vorzugsweise bei Flüssen mit kleinem Gefälle, aber großer, oft lange andauernd steigender Wassermasse.

Ohne Berücksichtigung des Grundeises würde wohl unbedingt der Anwendung von gut gebauten Turbinen beizustimmen sein.

Es bleibt noch dahingestellt, ob Turbinen Grundeis, dem Betriebswasser beigemengt, verschlucken können; zu schließen ist jedoch nach der Construction der Räder selbst, daß dies, hauptsächlich bei solchen mit Leitcurven, nicht gut möglich ist. Es leitet deshalb dieser Umstand zunächst auf den Gedanken, Turbinen ohne Leitcurven nach schottischem Systeme anzuwenden, wodurch aber der Nachtheil wieder eintritt, daß der Effect geringer ausfallen und nicht größer, als bei gut construirten verticalen Wasserrädern anzunehmen sein würde. Führt aber nun wirklich die Construction einer Turbine den Fall herbei, daß sie zeitweise mangelhaft, ja oft gar nicht wirken kann, so daß diese einzelnen zeitweisen Störungen weit nachtheiliger und schädlicher wirken, als ein weniger Effect leistendes Rad, was aber das ganze Jahr hindurch nicht sehr zum Stillstand kommt, zumal wenn man annehmen kann, daß die Fülle der vorliegenden Wasserkraft bis jetzt auch bei den schlecht construirten Wasserrädern kaum einen Mangel an Betriebskraft verursachte: so ist es gerathener, lieber zu einem weniger Effect leistenden Wasserrade zu greifen, das aber zu allen Zeiten und unter allen Umständen seinen Dienst nicht versagt.

Dies Ziel würde zunächst durch gut construirte bewegliche Kropfräder (Pansterräder) zu erreichen sein, und es ist für sehr wichtig zu halten, noch mehrfach reiflich zu erörtern, ob nicht durch andere Stellungen der Mühlwerke Panster-Kropfräder bei wasserreichen Flüssen mit kleinem Gefälle anzuwenden seien, ohne zugleich weitläufige, beeinträchtigende Gerinnconstructionen nöthig zu machen.

II.

Widerlegung der den Turbinen zugeschriebenen Nachtheile im Allgemeinen.

Die weiter oben und sonst gegen die Turbinen aufgestellten Nachtheile lassen sich, wie folgt, aneinanderreihen.

1) Die Turbinen erfordern zu ihrer günstigen Wirkung ein constantes Aufschlagwasserquantum, oder indirect eine möglichst constante Belastung.

2) Die Turbinen sind bei vorkommenden Reparaturen oder sonstigen Vorrichtungen an denselben schwer zugänglich.

3) Die Turbinen erfordern ein reines Betriebswasser, so daß dasselbe weder Laub, Holzzweige, Eisstücke 2c. ausführen darf.

4) Der Gang der Turbinen wird bei Grundeisgange sehr gehemmt oder ganz gehindert werden.

Ich werde diese Nachtheile der Reihe nach durchgehen und dieselben erst im Allgemeinen erörtern, und dann erst speciell auf eine gedachte Mühlenanlage mich beziehen.

Ad I. Die Turbinen erfordern zu ihrer günstigen Wirkung ein constantes Aufschlagwasser-Quantum, oder indirect eine möglichst constante Belastung.

Im Allgemeinen gesprochen und ohne Berücksichtigung der Verwendung der Wasserkraft für das zu betreibende Werk, oder ohne daß man seine Zuflucht zu einer kunstreich construirten Turbine nimmt, ist dieser Nachtheil vorhanden. Ganz anders und für die Turbinen bei weitem nicht so ungünstig gestaltet sich aber die Sache, wenn man, z. B., für Verwendung einer Wasserkraft eine Turbine mit getheilter Radkrone anwendet, so daß bei $\frac{1}{3}$, $\frac{2}{3}$ und

vollem Wasser jederzeit noch voller Ausguß des Wassers Statt findet. Dann wird auch der Nutzeffect gleich bleiben, ob man $\frac{1}{3}$, $\frac{2}{3}$ oder das volle Wasser verwendet. Hat man also beispielsweise eine Mühle von drei Gängen zu treiben, so könnte man, um den gerügten Nachtheil der Turbinen völlig zu umgehen, eine Turbine anwenden, deren Radkrone durch zwei Zwischenkränze in drei Etagen abgetheilt ist, und wo man den Schützen bei Betrieb aller Gänge vollständig aufziehe, bei Betrieb von zwei Gängen, so daß zwei Etagen geöffnet sind, und endlich bei Betrieb nur eines Ganges wird durch den Schützen nur die untere Etage geöffnet. Eine solche Turbine mit drei Etagen ist, so zu sagen, drei Turbinen übereinander gleich, aber an einer Welle. Es würde derselbe Zweck erreicht, nämlich gleich vortheilhafte Benutzung der Wasserkraft bei variablem Zuflusse, wenn man für jeden Gang besonders eine Turbine anwendete und somit die Wasserkraft auf mehrere Turbinen vertheilte. Wendet man, z. B., die Vertheilung der Wasserkraft auf mehrere Turbinen zum Betriebe einer Mahlmühle mit sechs Gängen an und nimmt zum Betriebe von je zwei Gängen eine Turbine, so ist leicht zu ermessen, daß bei einem Drittel des Normalwasserquantums *), wo also nur zwei Gänge zu betreiben möglich ist, die Wasserkraft ebenso vortheilhaft und mit gleichem Nutzeffecte verwendet wird, als bei zwei Drittel Normalquantum, wo vier Gänge betrieben werden können, oder bei vollem Normalquantum, wo alle sechs Gänge betrieben werden; und nur in dem Falle, wo es vorkommt, daß eine Turbine nur einen Gang zu betreiben hat, würde

*) Unter Normalwasserquantum ist dasjenige Quantum Aufschlagwasserquantum zu verstehen, was nöthig ist, um das ganze Werk zu treiben.

sich die Gesammtleistung aller drei Turbinen etwas verringern, so zwar, daß, wenn die Turbine, welche einen Gang treibt, nur 30 Procent Nutzeffect giebt, der Gesammteffect aller drei Turbinen, wenn dieselben bei voller Belastung und vollem Wasser arbeitend 60 Procent Nutzeffect geben, dennoch 50 Procent betragen würde; und im allerungünstigsten Falle, wo jede Turbine nur einen Gang zu treiben hat, immer noch die Gesammtleistung 30 Procent, also noch ebenso viel, als bei sogenannten Pansterrädern im günstigsten Falle. Letzterer Fall wird aber nur auf sehr kurze Zeiten vorkommen, so daß er eigentlich gar nicht zu berücksichtigen ist. Denn bei effectivem Wassermangel wird man lieber nur eine oder zwei Turbinen benutzen und zwei oder eine stehen lassen, so daß sich der mittlere Nutzeffect der Turbinen bei einer solchen Anordnung, ohne complicirte Constructionen derselben, welche Stockungen im Betriebe der häufigen Reparaturen herbeiführen können, immer im Mittel zu 50 Procent herausstellen wird, ein Resultat, was man nur durch gut construirte Kropfräder erzielen kann. Gegen die sogenannten Pansterräder stehen die Turbinen (in Bezug auf die Wasserbenutzung), zum Betriebe eines Wasserwerkes auf die eine oder die andere der angegebenen Arten verwendet, in bedeutendem Vortheil. Denkt man sich, wie in dem angeführten Falle, eine Mühle mit sechs Gängen durch zwei Pansterräder getrieben, so wird die Gesammtleistung dieser Räder bei vollem Betriebe nur 30 Procent Nutzeffect geben, und wenn bei dem ersten Rade ein oder zwei Gänge abgestellt werden, so muß, um den gleichförmigen Gang zu erzielen, das Rad mehr oder weniger gehoben werden; es wird also das Wasser nutzlos unter dem Rade durchfließen und so das Rad vielleicht nur 20 Procent Nutzeffect geben. Da aber das Wasser

ohne Wirkung durch das erste Rad fließt, so wird dasselbe das zweite Rad mit mehr lebendiger Kraft erreichen, somit bei'm zweiten Rade einen schnellern Gang hervorbringen; und um diesen in seine Grenze zurückzuführen, wird man auch genöthigt sein, das zweite Rad um Etwas zu heben, so daß dieses 25 Procent Nutzeffect erzielt, somit die Totalwirkung beider Räder nur 22½ Procent ist. Etwas günstiger gestaltet sich die Sache für das zweite Rad, wenn man die durch das Heben des ersten Rades hervorgebrachte größere Kraft durch schärferes Zusammenstellen der Steine absorbiren läßt; doch dieses Mittel, welches übrigens seine Grenzen hat, bleibt dem Müller bei Anwendung von Turbinen auch unbenommen.

Sonach wird man auch mit Pansterrädern nur die Hälfte der Kraft nutzbringend machen, wie bei Verwendung der Turbinen. Wäre nun aber auch in einem gegebenen Falle stets hinreichendes Wasser vorhanden, welcher Umstand in Bezug ad I die Anwendung von Turbinen umsomehr bevorwortet, so kann man dennoch nicht rathen, mit dem Wasser verschwenderisch umzugehen, zumal wenn sich bei der Anwendung mangelhafter Motoren keine wesentlichen Vortheile, weder in Kostenersparniß bei der ganzen Anlage, noch in ungestörtem Betriebe, ergeben. Was den Kostenpunct anlangt, so dürfte sich derselbe bei Anwendung von Turbinen, in Berücksichtigung ihrer größern Dauer, des vereinfachten Mühlenbetriebes und der alten kostspieligen Wasserbauten, mehr ermäßigen, als bei Anwendung von Panster- und Kropfrädern, und inwieweit die Turbinen einen gestörten Betrieb veranlassen, wird sich aus fernerer Erörterung ergeben. Daß also der ad I aufgestellte Nachtheil der Turbinen umgangen werden kann, ist aus dem darüber Gesagten ersichtlich.

Von Anwendung von Turbinen mit getheiltem Radkranze oder Etagenturbinen will ich deshalb hier absehen, weil die Etagenconstruction nur bei den sogenannten Fourneyron'schen Turbinen, d. h. bei solchen, wo das Wasser das Rad horizontal durchfließt, solid ausführbar ist. Da ich aber, aus später zu erörternden Gründen, die Turbinen à la Fourneyron nicht empfehlen kann, so habe ich, um dem ad I gerügten Uebelstande zu begegnen, die Vertheilung der Wasserkraft auf mehr Turbinen, so daß je zwei Mahlgänge durch eine Turbine betrieben werden, adoptirt, welcher Plan, nächstdem, daß er dem beregten Uebelstande einfach und kräftig steuert, ja, für die Praxis ihn ganz vernichtet, auch noch viele andere Annehmlichkeiten im Betriebe einer Mühle, Vereinfachung des Mühlwerks, folglich Kostenersparniß im Gefolge hat, worauf im Einzelnen näher einzugehen, hier nicht der Ort ist.

Ad II. **Die Turbinen sind bei vorkommenden Reparaturen oder sonstigen Verrichtungen an denselben schwer zugänglich.**

Dieser den Turbinen gemachte Vorwurf, die Zugänglichkeit betreffend, liegt nur theilweise in deren Princip, mehr aber noch in deren Construction, und bezieht sich, das Princip anlangend, mehr auf Turbinen mit mittleren Gefällhöhen, als auf Turbinen mit niedrigem Gefälle und auf Turbinen mit hohem Gefälle. Denn in ersterem der beiden letzten Fälle liegt durch Abschlag des Oberwassers die Turbine in geringer Tiefe frei da und gestattet bequem deren Nachsehen, und in letzterem Falle sind die Turbinen gewöhnlich so construirt, daß das Oberwasser der Turbine seitwärts oder von unten zugeführt wird, und man durch Absperrung des Oberwassers bequem zur Turbine gelangen kann, da dieselbe gewöhnlich

ohne Wirkung durch das erste Rad fließt, so wird dasselbe das zweite Rad mit mehr lebendiger Kraft erreichen, somit bei'm zweiten Rade einen schnellern Gang hervorbringen; und um diesen in seine Grenze zurückzuführen, wird man auch genöthigt sein, das zweite Rad um Etwas zu heben, so daß dieses 25 Procent Nutzeffect erzielt, somit die Totalwirkung beider Räder nur 22½ Procent ist. Etwas günstiger gestaltet sich die Sache für das zweite Rad, wenn man die durch das Heben des ersten Rades hervorgebrachte größere Kraft durch schärferes Zusammenstellen der Steine absorbiren läßt; doch dieses Mittel, welches übrigens seine Grenzen hat, bleibt dem Müller bei Anwendung von Turbinen auch unbenommen.

Sonach wird man auch mit Pansterrädern nur die Hälfte der Kraft nutzbringend machen, wie bei Verwendung der Turbinen. Wäre nun aber auch in einem gegebenen Falle stets hinreichendes Wasser vorhanden, welcher Umstand in Bezug ad I die Anwendung von Turbinen umsomehr bevorwortet, so kann man dennoch nicht rathen, mit dem Wasser verschwenderisch umzugehen, zumal wenn sich bei der Anwendung mangelhafter Motoren keine wesentlichen Vortheile, weder in Kostenersparniß bei der ganzen Anlage, noch in ungestörtem Betriebe, ergeben. Was den Kostenpunct anlangt, so dürfte sich derselbe bei Anwendung von Turbinen, in Berücksichtigung ihrer größern Dauer, des vereinfachten Mühlenbetriebes und der alten kostspieligen Wasserbauten, mehr ermäßigen, als bei Anwendung von Panster- und Kropfrädern, und inwieweit die Turbinen einen gestörten Betrieb veranlassen, wird sich aus fernerer Erörterung ergeben. Daß also der ad I aufgestellte Nachtheil der Turbinen umgangen werden kann, ist aus dem darüber Gesagten ersichtlich.

Von Anwendung von Turbinen mit getheiltem Radkranze oder Etagenturbinen will ich deshalb hier absehen, weil die Etagenconstruction nur bei den sogenannten Fourneyron'schen Turbinen, d. h. bei solchen, wo das Wasser das Rad horizontal durchfließt, solid ausführbar ist. Da ich aber, aus später zu erörternden Gründen, die Turbinen à la Fourneyron nicht empfehlen kann, so habe ich, um dem ad I gerügten Uebelstande zu begegnen, die Vertheilung der Wasserkraft auf mehr Turbinen, so daß je zwei Mahlgänge durch eine Turbine betrieben werden, adoptirt, welcher Plan, nächstdem, daß er dem beregten Uebelstande einfach und kräftig steuert, ja, für die Praxis ihn ganz vernichtet, auch noch viele andere Annehmlichkeiten im Betriebe einer Mühle, Vereinfachung des Mühlwerks, folglich Kostenersparniß im Gefolge hat, worauf im Einzelnen näher einzugehen, hier nicht der Ort ist.

Ad II. **Die Turbinen sind bei vorkommenden Reparaturen oder sonstigen Verrichtungen an denselben schwer zugänglich.**

Dieser den Turbinen gemachte Vorwurf, die Zugänglichkeit betreffend, liegt nur theilweise in deren Princip, mehr aber noch in deren Construction, und bezieht sich, das Princip anlangend, mehr auf Turbinen mit mittleren Gefällhöhen, als auf Turbinen mit niedrigem Gefälle und auf Turbinen mit hohem Gefälle. Denn in ersterem der beiden letzten Fälle liegt durch Abschlag des Oberwassers die Turbine in geringer Tiefe frei da und gestattet bequem deren Nachsehen, und in letzterem Falle sind die Turbinen gewöhnlich so construirt, daß das Oberwasser der Turbine seitwärts oder von unten zugeführt wird, und man durch Absperrung des Oberwassers bequem zur Turbine gelangen kann, da dieselbe gewöhnlich

in einem leicht zugänglichen Tunnel steht und man auf ein Gehen der Turbine im Unterwasser nicht so Bedacht zu nehmen braucht, folglich auch das Unterwasser kein Hinderniß für die Zugänglichkeit darbietet. Bei Turbinen mit mittleren Gefällen fällt aber gewöhnlich die Achse des Wasserreservoirs mit der Achse der Turbine zusammen und steht oberhalb derselben. Hier ist also durch Abschlag des Oberwassers ein bequemer Zugang zur Turbine, einmal wegen des tiefern Standes derselben an und für sich und dann wegen der Stellung des Wasserreservoirs, nicht so leicht zu ermöglichen. Im Allgemeinen erschwert das Oberwasser den Zugang zu der Turbine auch nicht so sehr, als das Unterwasser, indem das Oberwasser leicht abzuhalten ist, was man zwar umgehen könnte, wenn man die Turbine über das Unterwasser stellte. Bei den gewöhnlichen Turbinen ist dies aber nicht rathsam, weil dadurch ein Gefällverlust, folglich auch Kraftverlust herbeigeführt wird, und überdies auch ein Hauptvortheil der Turbinen, daß dieselben ebenso gut bei Stauwasser arbeiten können, gewonnen würde. Es fragt sich nun, welche Theile und welche Vorrichtung an der Turbine überhaupt eine bequeme Zugänglichkeit zu derselben bedingen, um darnach theils die Construction der Turbine, theils das System selbst bestimmen zu können. Zu den wesentlichsten Theilen in dieser Beziehung gehört der Zapfen der Turbine, d. h. derjenige Theil, welcher das ganze Gewicht der Construction zu tragen hat. Derselbe liegt bei gewöhnlichen Turbinen meistentheils im Unterwasser, und ist nicht zu leugnen, daß eine derartige Stellung desselben zu vielen Unannehmlichkeiten führt. Daher hat man, um diese auf ein Minimum zurückzuführen, zu den complicirtesten Constructionen des

Zapfens seine Zuflucht genommen, um sowohl das Oelen desselben, als auch dessen Stellbarkeit zweckentsprechend anzuordnen. Doch während des Ganges der Turbine und zumal, wenn der Zapfen im Unterwasser läuft, ist es nicht thunlich, sich von dessen ordnungsmäßigem Zustande zu überzeugen, und ist daher, um ein genaues Nachsehen, — was oft geschehen muß, besonders wenn das Betriebswasser Sand mit sich führt, — möglich zu machen, ein Stillstand der Turbinen unerläßlich. Dieser Uebelstand des Anhaltens der Turbine und damit ein Hauptmangel derselben für den Betrieb ist ganz zu beseitigen, wenn man den Zapfen nicht allein außerhalb des Unterwassers, sondern oberhalb der Turbine anbringt, wo dann nicht allein während des Ganges der Turbine ein bequemes Stellen und Oelen des Zapfens, sondern auch Schutz gegen alle Unreinigkeiten, als Sand 2c., welche Betriebswasser mit sich führt, erreicht ist. Nächst dem Vortheile der öconomischen Oelverwendung zum Schmieren des Zapfens bietet eine solche Anordnung noch den Hauptvortheil, daß die Turbine mit allen ihren Theilen als ein Ganzes construirt werden kann, welcher Vortheil von wesentlichem Nutzen bei'm Zusammenstellen der Turbine ist, so zwar, daß dieses schnell und genau geschehen kann, und dadurch eine unverrückbare Stellung der einzelnen Theile gegeneinander erzielt und in manchen gegebenen Fällen auch eine solide Verbindung mit dem Mühlengerüste gestattet wird, welches wesentlich zu einem ruhigen Gange und Vermeidung nachtheiliger Erschütterungen beiträgt. Einer bequemen Zugänglichkeit zum Zapfen bedarf es, sowohl um den beweglichen Kranz der Turbine, welcher die sogenannten Druckschaufeln enthält, als auch den feststehenden Kranz, welchen die sogenannten Leitschau-

feln bilden, vorkommend schnell und ohne großen Zeitaufwand zu reinigen. Ferner muß auch der Schützen, durch welchen der Wasserzufluß regulirt wird, leicht zugänglich und derselbe so construirt sein, daß er sich nicht festsetzen kann und nöthigenfalls, ohne die Turbine zu stören, herauszunehmen ist. Ueberhaupt steht der zu wünschende Grad der Zugänglichkeit einer Turbine in directem Verhältnisse der Zahl ihrer Theile und der mehr oder weniger Reparaturfähigkeit; d. h., ist die Construction der Turbine der Art, daß ihre Theile wenig und dieselben so construirt sind, daß wenig oder gar keine Reparatur an denselben vorkommen kann, so ist auch die schnelle Zugänglichkeit derselben weniger von Belang, wodurch inzwischen nicht zugleich gesagt ist, daß man selbst bei der einfachsten Construction einer Turbine die bequeme Zugänglichkeit vernachlässigen solle, im Gegentheil wird jeder Constructeur dieselbe stets im Auge behalten müssen. Wenn ich mich nun auf den Standpunct eines solchen zu stellen suche, habe ich nun die verschiedenen Systeme von Turbinen in's Auge zu fassen, welche, der Natur ihres Betriebes zufolge, unbeschadet des Nutzeffectes, die meiste Zugänglichkeit bei der Verwendung zur Benutzung eines mittlern Gefälles (setzen wir etwa 7 Fuß) gestattet, und bin ich in dieser Hinsicht zu der Ueberzeugung gelangt, daß die sogenannten Fourneyron'schen Turbinen wegen ihrer der Construction anhängigen Stellung im Unterwasser, wegen ihres complicirten Schützensystems, auch bezüglich eines die Reinigung betreffenden, später (ad III) zu berührenden Umstandes, endlich wegen des durch die Construction derselben bedingten unbequemen Auseinandernehmens und Aufstellens, in den meisten Fällen nicht zu empfehlen sind.

III.

Die Jonval'sche Turbine mit Doppelwirkung.

Die neuere Zeit bietet uns ein Turbinenprincip dar, welches, eine zweckmäßige Construction vorausgesetzt, hauptsächlich für Turbinen bei Gefällen von 6 bis 36 Fuß, eine überaus leichte Zugänglichkeit bewirkt. Die Turbinen, nach ihrem Erfinder Jonval'sche Turbinen genannt, gestatten, unbeschadet ihres Nutzeffectes und ohne Gefällverlust, ein bedeutendes Höherstellen über dem Unterwasser, indem die unterhalb des Rades befindliche Wassersäule, dem Gefälle zugehörig, in einem Rohre eingeschlossen ist, welches unter dem Spiegel des Wassers mündet und so nach den Principien der Hydraulik saugend auf das Rad wirkt, während das oberhalb des Turbinenrades befindliche Oberwasser, was zugleich jeden Zutritt von Luft zur Turbine absperrt, durch Druck auf dieselbe wirkt. Wegen dieser zweifachen Wirkung nennt man diese Art Turbinen auch doppeltwirkende. Die eigentliche Turbine befindet sich somit zwischen dem Ober- und Unterwasserspiegel und würde, z. B., bei'm angenommenen Gefälle von 7 Fuß circa 3 Fuß unter dem Oberwasserspiegel zu stehen kommen. Da nun die Construction einer solchen Turbine Mittel an die Hand giebt, das unter der Turbine befindliche Rohr ganz von Wasser zu entleeren und durch Abschluß des Oberwassers dasselbe von der Turbine abzusperren, so daß das Rad ganz frei daliegt, so ist es selbstredend, daß durch eine solche Anordnung für den bequemen Zugang der Turbine, und da sie hoch zu Tage liegt, Nichts zu wünschen bleibt, umsoweniger, weil, wie schon erwähnt, der

Zapfen der Turbine nicht unter ihr liegt, sondern, frei zugänglich, selbst während des Ganges der Turbine geschützt gegen Wasser 2c., oberhalb der Turbine gestellt ist.

Es würde mich zu weit führen, wollte ich in die Constructionsdetails der Turbinen nach Jonval'schem Principe eingehen; nur so viel will ich noch in Bezug auf Punct ad II *) hinzufügen.

a) Bei vorkommenden Reparaturen (die aber gewiß höchst selten eintreten werden) ist die Turbine, wie ich sie construiren würde, leicht und schnell auseinander zu nehmen und ebenso wieder zusammenzusetzen; letzteres sogar ohne Senkloth und Richtwage, da die Fundamentplatte der Turbine in ihrer unverrückbaren Stellung gesichert bleibt. Mit der Fundamentplatte aber stehen alle Theile in genauem Zusammenhange. Sie braucht jedoch bei einem Auseinandernehmen der Turbine nicht verrückt zu werden, ein wesentlicher Vortheil, der nur durch die Lage des Zapfens oberhalb der Turbine erzielt werden konnte.

b) Das Reinigen des Turbinenkranzes, welcher die Leitschaufeln enthält, kann in der kürzesten Zeit und ohne einen Theil der Turbine wegzunehmen, nun dadurch geschehen, daß lediglich das Oberwasser abgesperrt wird. Das Gleiche gilt von dem Turbinenkranze, welcher die Druckschaufeln enthält, nur daß dann nächst Absperrung des Oberwassers auch der Leitschaufelkranz in die Höhe gehoben werden muß, was aber ebenfalls ohne namhaften Zeitverlust Statt findet. Ueberhaupt wird aber eine Reinigung beider Kränze nicht sehr von Nöthen sein, wie unter Punct 3 näher auseinandergesetzt werden soll.

---

*) Die Turbinen sind bei vorkommenden Reparaturen oder sonstigen Vorrichtungen an denselben schwer zugänglich.

c) Die eigentliche Schützenvorrichtung des Rades liegt nach Absperrung des Oberwassers frei da und ist somit höchst bequem zugänglich und kann, ohne sie zu verrücken, untersucht werden. Das Nämliche gilt von der Gangregulirung, die, aus einem einfachen Schieber bestehend, jederzeit herausgezogen und untersucht werden kann, ohne daß sonst ein Theil der Turbine entfernt werden müßte.

d) Die ganze Construction an und für sich ist so höchst einfach und so solid auszuführen, daß nur selten Reparaturen an derselben vorfallen werden.

e) Endlich hat die Praxis bereits alle die hier aufgezählten Vortheile jener Turbinen-Construction zu würdigen gewußt, indem in neuerer Zeit viele Jonval'sche Turbinen, und fast ausschließlich nur dies System, mit dem besten Erfolge, sowohl in dieser Beziehung, als auch in Bezug auf den Nutzeffect, in Anwendung kommen; auch in Sachsen sind zum Betriebe von Mahlmühlen zwei derartige Turbinen in Zittau aufgestellt worden und geben in jeder Hinsicht das beste Resultat.

Der Nachtheil eines vermehrten Zapfendruckes, der durch dies System bedingt ist (und wodurch der Nutzeffect um höchstens einige Procent gekürzt wird), giebt gar keinen Ausschlag, wenn man alle mit diesem Systeme verbundenen Vortheile in die Wage legt.

IV.

Verstopfen der Turbinen.

Wir gehen nun zu dem unter Punct 3 *) gerügten Uebelstande der Turbinen über. Der Grad

*) Die Turbinen erfordern ein reines Betriebswasser, so daß dasselbe weder Laub, Holzzweige, Eisstücke &c. mitführen darf.

des Verstopfens einer Ausflußöffnung durch feste Gegenstände ist bedingt:

a) durch die Lage der Ausflußöffnung gegen das ausfließende Wasser, oder indirect durch den Weg, welchen das Wasser im Ausflußgefäße beschreibt, ehe es zum Ausflusse kommt.

b) Durch die Weite oder Größe (das Maß) der Ausflußöffnung.

c) Durch die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser an die Ausflußöffnung gelangt und aus derselben fließt.

d) Durch die Construction der Ausflußöffnung selbst.

e) Dadurch, ob die Ausflußöffnung in Ruhe oder in Bewegung ist.

Ad a. Wird eine Oeffnung dem Verstopfen umsoweniger ausgesetzt sein, je mehr der Ausfluß senkrecht erfolgt und wenn die Flüssigkeit, durch das Gefäß strömend, die Ausflußöffnung auf dem kürzesten und geradesten Wege erreicht und der Strom derselben parallel zur Ausflußrichtung ist. Im erstern Falle wirkt die absolute Schwere der Körper günstig gegen Verstopfung, im zweiten Falle treten die geringsten Unregelmäßigkeiten in der Bewegung der Flüssigkeiten ein, und die mit denselben gehenden festen Körper brauchen die Richtung ihrer Bewegung nicht zu ändern, und das durch die Geschwindigkeit der Flüssigkeit ihnen ertheilte Moment wird nicht geschwächt.

Ad b. Je größer die Ausflußöffnung ist, je weniger kann ein Verstopfen derselben eintreten, und ein Wechseln der Lage eines festen Körpers in der Flüssigkeit vorausgesetzt, wird bei einer bestimmten Größe der Ausflußöffnung ein Verstopfen derselben umsoweniger eintreten, je mehr sich die Seitenver-

hältnisse der Oeffnung einander an Größe gleichkommen.

Ad c. Je größer und je gleichförmiger die Ausflußgeschwindigkeit ist, je weniger wird ein Verstopfen der Ausflußöffnung vorkommen, da den mit der Flüssigkeit verbundenen Körpern ein größeres Moment ertheilt wird und dieses für ein erleichtertes Durchschlüpfen der Körper günstig wirkt.

Ad d. Wird ein Verstopfen weniger leicht vorkommen, wenn der Querschnitt des Ausflußgefäßes sich nach und nach zur Größe der Ausflußöffnung verengt und dies nicht plötzlich Statt findet, und wenn die Ausflußöffnung und die Einflußöffnung, vorzüglich am Anfange derselben, sonst kein Hinderniß, z. B., scharfe Kanten rc., darbieten.

Ad e. Wird das Durchgehen fester Körper umsomehr erleichtert, wenn sich die Ausflußöffnung in drehender Bewegung befindet und die dadurch entstehende Centrifugalkraft der Art auf die festen Körper einwirkt, daß dieselben gegen die Ausflußöffnung gedrängt werden.

Bezieht man nun das eben Gesagte auf die bis jetzt gekannten Systeme von Turbinen, und bedenkt man, daß bei jeder Turbine zwei Ausflußöffnungen zu berücksichtigen sind, nämlich diejenige, wo das Wasser aus dem feststehenden Rade in das bewegliche tritt, und diejenige, wo das Wasser aus dem beweglichen Wasser in das Unterwasser tritt, so ergiebt sich:

Nach a wird sich eine Turbine umsoweniger verstopfen, je senkrechter das Wasser durch und aus derselben fließt. Bei den Turbinen von Fourneyron mit oder ohne Leitschaufeln wird das Wasser, ehe es zum Einflusse in das bewegliche Rad gelangt, falls Leitschaufeln vorhanden sind, zwei Mal, und zwar jedes Mal um ungefähr 90 Grad, bei Rädern

ohne Leitschaufeln aber ein Mal um 90 Grad von der Richtung seiner Bewegung abgelenkt werden, und es erfolgt der Ausfluß des Wassers horizontal, während bei den Jonval'scher Turbinen, wie sie von mir construirt sind, die Ablenkung der Bewegungsrichtung des Wassers nur circa 60 Grad beträgt, weil der Leitschaufelkranz über dem Druckschaufelkranze steht und somit das Wasser die Turbine mehr vertical durch- und aus derselben fließt. Es ist demnach den Jonval'schen Turbinen in dieser Beziehung der Vorzug zu geben.

Nach b wird eine Turbine sich umsoweniger verstopfen, je größer die Ausflußöffnungen sind und je mehr das Princip derselben gestattet, die Seitenverhältnisse dieser Ausflußöffnung einander annähernd zu machen. In dieser Beziehung gebührte allerdings den sogenannten schottischen Turbinen mit einzelnen Schwungröhren unbedingt der Vorzug, wenn anders nicht sonst gewichtige Gründe ihre Anwendung unräthlich machten. Zu diesen gehören (ohne der Unmöglichkeit zu gedenken, selbst, theoretisch genommen, mit diesem Princip das absolute Maximum des Nutzeffectes zu erreichen):

α) Durch die Anwendung einer bestimmten Wassermenge bedingten viel größeren mechanischen Verhältnisse dieser Turbinen gegen ein anderes System, woraus also umfänglichere Wasserbauten, größere Räumlichkeiten, mehr Materialaufwand ꝛc. entstehen.

β) Die geringere Anzahl Umgänge in einer gewissen Zeit, welche dieses System eben wegen der großen mechanischen Verhältnisse derselben im Gegensatze anderer Turbinensysteme zuläßt; und dadurch gebotene größere Geschwindigkeitsübersetzungen auf den zu treibenden Maschinen, und dadurch hervorge-

rufener Mehrkostenaufwand, namentlich wenn rasche Bewegung erzielt werden soll.

γ) Der durch Anwendung dieses Systems herbeigeführte Wasserverlust, indem das Wasser an der Uebergangsstelle von dem festen in das bewegliche Rad mit geringer Geschwindigkeit in letzteres übertritt, und somit der hydraulische Druck bedeutend ist und das Entweichen des Wassers an der Uebergangsstelle verstärkt; letzterer Uebelstand aber nur durch Anwendung complicirter Anordnungen verringert werden kann.

δ) Die Unmöglichkeit, die schottischen Turbinen im Unterwasser gehen zu lassen, was wegen ihrer unrunden Form nicht zulässig ist, und der dadurch möglicherweise entstehende Gefällverlust; und endlich

ε) der Umstand, daß man, um die Construction möglichst einfach zu machen, genöthigt ist, das Wasser der Turbine von unten zuzuführen, ein Umstand, welcher der Bedingung ad a nicht entspricht und wodurch in vielen gegebenen Fällen kostspielige Wassergerinne nöthig werden. — Aus diesen Gründen, deren ich noch mehrere hinzufügen könnte, ist, in der Regel, von Anwendung schottischer Turbinen abzusehen, umsomehr, da durch dieselben auch der ad II gerügte Nachtheil der Turbinen nicht gehoben wird, und ist deshalb nur eine Vergleichung der Turbinen nach Fourneyron mit oder ohne Leitschaufeln und der von mir vorgeschlagenen Turbinen in Bezug auf 3 und jetzt speciell ad b vorzunehmen; vorerst aber muß ich folgenden Grundsatz aufstellen: Das Betriebswasser einer Turbine wird umsomehr der Richtung der Leit- und Druckschaufeln einer solchen folgen, je weniger das Wasser seine Bewegungsrichtung nach den Leit- und Druckschaufeln zu ändern hat und je mehr der Lauf desselben nach den Gesetzen

der Schwere, folglich senkrecht, erfolgt. Es müssen also in dem Falle, wo bedeutende Richtungsveränderungen des Betriebswassers bei seinem Laufe nach Leit- und Druckschaufeln Statt finden und wo das Wasser horizontal ausströmt, wie bei den Turbinen nach Fourneyron, auch eine größere Anzahl Leit- und Druckschaufeln angewendet werden, als dort, wo das Betriebswasser, ohne bedeutend seine Bewegungsrichtung zu ändern, nach den Leit- und Druckschaufeln gelangt und mehr senkrecht dieselben durchfließt, wie dies bei der Jonval'schen Turbine der Fall ist. Daraus entspringt für letztere der wesentliche Vortheil, daß hier der Querschnitt zwischen je zwei Druck- und Leitschaufeln größer angenommen werden kann, als bei den Fourneyron'schen Turbinen. Nach dem ersten Anscheine sollte man meinen, daß Turbinen ohne Leitschaufeln die geeignetste Construction wären, um das Verstopfen zu verhindern. Dem ist jedoch nicht so, und zwar aus folgenden Gründen: ebenso, wie bei den schottischen Turbinen, ist es hier unmöglich, theoretisch das absolute Maximum des Nutzeffectes zu erzielen, und man muß, um den Nutzeffect einer Turbine ohne Leitcurven möglichst groß zu machen, bei deren Elementenbestimmung sorgfältiger zu Werke gehen, als bei Turbinen mit Leitschaufeln, die an und für sich schon einen bei weitem bessern Effect versprechen. Zu den wichtigsten, auf den Nutzeffect günstig einwirkenden Elementen gehört aber unstreitig eine möglichst große Anzahl Druckschaufeln, und es muß der Austrittswinkel des Wassers am Umfange des Rades zur Tangente desselben möglichst klein sein. Beide Bedingungen erheischen einen sehr kleinen normalen Querschnitt zwischen je zwei Druckschaufeln am Umfange und vorzüglich am Ende derselben; am An-

fange derselben deshalb, weil hier das erste Element der Druckschaufel einen drei bis vier Mal kleinern Winkel mit der Tangente des innern Rades (wegen Vermeidung des Stoßes bei Eintritt des Wassers in dasselbe) einschließen muß, als bei einer Turbine mit Leitschaufeln. Ist nun allerdings nicht zu leugnen, daß für Eintritt des Wassers aus dem festen Rade in das bewegliche die Turbinen ohne Leitschaufeln sich günstiger gegen Verstopfung gestalten, so tritt dies aber umgekehrt, nach dem Gesagten, für den Austritt des Wassers aus den Druckschaufeln in das Unterwasser ein. Da nun aber, wie schon erwähnt, bei einer Turbine zwei Ausflußöffnungen zu berücksichtigen und dem Verstopfen ausgesetzt sind, so kann eine Turbinenconstruction nicht genügen, wo zwar eine Ausflußöffnung dem Verstopfen weniger ausgesetzt ist, die andere aber umsomehr. Denn im Grunde genommen, ist es gleich störend, ob sich die Turbine da versetzt, wo das Wasser aus dem festen Rade in das bewegliche tritt, oder wo es aus dem beweglichen in das Unterwasser tritt: eine oder die andere Versetzung durch fremde Körper wird immer störend auf den Gang der Turbinen einwirken. Aber noch andere Gründe sind es und theilweise unter Punct **II** schon entwickelte, welche unter **c** und **d** angeführt werden sollen, welche die Anwendung von Turbinen ohne Leitschaufeln nicht rechtfertigen. Man wende mir nicht ein, es sei in vielen Fällen nicht nöthig, so ängstlich nach einem guten Nutzeffecte der Motoren zu suchen, wenn die Wasserkraft selbst bei Verwendung mangelhafter Motoren ausreichend ist, und man könnte Turbinen ohne Leitschaufeln so construiren, daß die Ausflußöffnungen derselben unter eben den Verhältnissen, wie die der Turbinen mit Leitschaufeln, stehen. Ich muß widersprechen; denn abge-

sehen davon, daß dann die Motoren wegen des schlechtern Nutzeffectes eine größere Wassermenge aufzunehmen haben, wodurch sie selbst und die Wasserbauten behufs ihres Betriebes umfänglicher und kostspieliger werden, so gebietet ohnehin schon die theilweise Construction der Turbine, um sie für vorliegende Fälle möglichst bequem zu machen, in ihrer Handhabung und Zugänglichkeit, sowie wegen Vermeidung von complicirten Constructionen und Reparaturen, die Aufopferung einiger Procente des Nutzeffectes; und dann machen es noch andere Gründe, die weiter unten und sub IV bei Grundeis näher erörtert werden sollen, erwünscht, daß die Motoren und vorzugsweise die Turbinen den möglichst größten Nutzeffect geben, um mit den möglich kleinsten Betriebswassermengen zu thun zu haben. Geben nun die Turbinen ohne Leitschaufeln, da ihre Construction nicht gegen das Verstopfen schützt, keine günstigeren Resultate, als die Turbinen mit Leitschaufeln, und ist von den ersteren ein schlechterer Nutzeffect zu erwarten, als von den letzteren, welcher schlechtere Nutzeffect noch durch den bei den schottischen Turbinen berührten Umstand, der bei den Turbinen ohne Leitschaufeln, aber nicht bei denen mit Leitschaufeln in so hohem Grade eintritt, geschmälert wird, so kann ich deren Gebrauch nicht anrathen. Es bleibt daher nur die Wahl zwischen den beiden Turbinensystemen mit Leitschaufeln übrig, die sich aber unbedingt zu Gunsten der von mir vorgeschlagenen Jonval'schen Turbine ergeben wird, weil, wie schon gesagt, ihr Princip Anwendung einer geringern Anzahl Leit- und Druckschaufeln, folglich größere Ausschnitte zwischen je zwei Leit- und Druckschaufeln zuläßt, als das Fourneyron'sche System, ohne die Leitfähigkeit der Schaufeln zu beeinträchtigen. — Nach c wird eine Turbine umsoweniger

Störungen durch Verstopfen ausgesetzt sein, je größer und je gleichförmiger die Ausflußgeschwindigkeit ist.

Die Ausflußgeschwindigkeit des Wassers aus dem beweglichen Rade in das Unterwasser ist bei allen Turbinensystemen ziemlich gleich groß; in dieser Beziehung bliebe es sich also gleich, welches System man wählte. Anders verhält es sich aber mit der Ausflußgeschwindigkeit des Wassers aus dem feststehenden Rade in das bewegliche Rad, und mit der Geschwindigkeit des Wassers in diesem selbst, sowie mit der Geschwindigkeit des Wassers im Leitschaufelapparate. Bei den schottischen Turbinen und bei den Turbinen ohne Leitschaufeln ist die Austrittsgeschwindigkeit des Wassers aus dem festen Rade in das bewegliche fünf bis zehn Mal kleiner, als die dem Totalgefälle zugehörige Geschwindigkeit, während bei den Turbinen mit Leitschaufeln jene Geschwindigkeit kleiner, als diese, ist; demzufolge gebührt den Turbinen mit Leitschaufeln in dieser Beziehung der Vorzug. Aber die Turbinen ohne Leitschaufeln haben wegen ihres außerhalb des beweglichen Rades liegenden Schützenringes noch einen andern Nachtheil im Gefolge.

Wenn nämlich dieser Schützen niedergelassen wird, um entweder den Gang des Rades zu reguliren, oder um kleinere Wassermengen zu benutzen, so entsteht eine Stauung des Wassers im beweglichen Kranze und durchfließt denselben mit geringerer Geschwindigkeit. Ist nun diese an und für sich schon nach c nachtheilig, so bildet sich im beweglichen Turbinenrade durch Niederlassen der äußeren Schützen, so zu sagen, ein Sack, in welchem die Anhäufung fester Körper und das Festsetzen von Eisstücken begünstigt wird; umsomehr, wenn man die für diese

Turbine nöthig werdende große Anzahl Druckschaufeln und den im Verhältniß kleinen Raum zwischen je zwei Schaufeln berücksichtigt. Man könnte dagegen aufstellen, daß sich durch Weglassung des äußern Schützen und durch Anwendung eines andern Schützenapparates dieser Uebelstand heben lasse, doch gebe ich in diesem Falle zu bedenken, daß durch Substituirung eines andern Schützenapparates die Turbine entweder complicirter, oder weniger Nutzeffect gebend ausfallen muß (was wegen der bequemen Bedienung und der Erzielung möglichst weniger Reparatur, und da ohnedies dies System theoretisch wenigen Nutzeffect verspricht, nicht zweckmäßig wäre), und da der äußere Schützen, meiner Ansicht nach, die einfachste und dabei beste Schützenregulirung für eine Turbine ohne Leitschaufeln ist. Man könnte nun ferner meinen, daß, wenn sich die Turbine verstopfte, sie leicht durch momentane Hebung des äußern Schützen zu reinigen sei. Dem muß ich aber entgegenstellen, daß diese Reinigung oft vorkommen kann und dann zu viel Aufmerksamkeit und Zeitverlust des Arbeitspersonals nöthig macht. Somit bleibt die Wahl zwischen den beiden Systemen mit Leitschaufeln, zwischen den Turbinen nach Fourneyron und denen nach Jonval übrig. Gewähren nun aber diese beiden letzten Systeme, unter sonst gleichen Verhältnissen und in Bezug auf Verhinderung von Verstopfung gleiche Vortheile, die jedoch nur unter Voraussetzung einer andern Construction des Schützens bei dem Fourneyron'schen Systeme erzielt würde, da der jetzt gebräuchliche inwendige Schützen bei demselben ähnliche Uebelstände in dem Leitcurvenapparate hervorbringen würde, als der auswendige Schützen bei der Turbine ohne Leitschaufeln in dem Druckschaufelkranze, so muß auch hier, mit Berücksichtigung

früher erwähnter Vortheile des Jonval'schen Systems, demselben der Vorzug eingeräumt werden.

Nach d, wo als Bedingung des geringsten Verstopfens eine allmälige Verengung der Querschnitte nach der Ausflußöffnung hin und möglichst wenig scharfe Kanten bei Anfang der Einflußöffnung aufgestellt wurde, würde unstreitig der schottischen Turbine mit einzelnen Schwungröhren der Vorrang gebühren; nächstdem würden die Turbinen mit Leitschaufeln kommen, und am wenigsten würden dieser Bedingung die Turbinen ohne Leitschaufeln entsprechen. Die schottischen Turbinen sind deshalb an die Spitze zu stellen, weil bei dieser nach und nach zunehmenden Verengung der Querschnitte nach den Ausflußöffnungen hin am besten entsprochen wird, und weil die Einflußöffnung des feststehenden Rades gar keine, die Einflußöffnung des beweglichen Rades nur wenig scharfe Kanten darbietet, deren Zahl sich auf das Doppelte der Anzahl der Schwungröhren beschränkt, und da man deren gewöhnlich nur zwei oder drei anwendet, auf vier oder sechs reducirt; die Turbinen mit Leitcurven zunächst: weil hier ebenfalls der successiven Verengung nach der Ausflußöffnung nachzukommen ist und im Vergleiche zu den Turbinen ohne Leitschaufeln weniger scharfe Kanten vorkommen, weil weniger Schaufeln angewendet werden können; und ständen sich hierin selbst die Turbinen ohne Leitschaufeln denen mit Leitschaufeln gleich, so thun sie es doch in Bezug auf die erste Bedingung nicht, denn bei keinem Turbinensysteme mehr, als wie bei den Turbinen ohne Leitschaufeln, wechseln die Querschnitte so bedeutend, sowohl bei Uebergang des Wassers aus dem festen Rade in das bewegliche, als auch, wenn der äußere Schützen mehr oder weniger niedergelassen ist, mehr oder weniger bei Uebergang

des Wassers aus dem beweglichen Rade in das Unterwasser. Da nun jede plötzliche Querschnittsveränderung, wenn sie, wie hier, aus dem Weiten in das Enge erfolgt, ein Hinderniß für den Durchgang fester Körper darbieten muß, so werden sich auch deshalb die Turbinen ohne Leitcurven am ungünstigsten gestalten.

Da nun aber in vielen Fällen und besonders da, wo es sich um Benutzung eines kleinen Gefälles und großer Wassermengen handelt, von schottischen Turbinen aus schon sub α, β, γ, δ, ε erwähnten Gründen abzusehen ist, und von Turbinen ohne Leitschaufeln nicht nur wegen der letzten aufgestellten Nachtheile derselben, sondern auch wegen schon weiter oben beleuchteter Nachtheile, ebenfalls, so bleibt die Wahl auch in diesem Puncte nur zwischen dem Fourneyron'schen und Jonval'schen Systeme, wo bei beiden wohl eine gleich günstige Gestaltung der Zu- und Ausflußöffnung erzielt werden kann, in Bezug auf die größere oder kleinere Anzahl scharfer Kanten aber der Jonval'schen Turbine der Vorzug gebührt, weil dieselbe, wie schon oftmals erwähnt, eine geringere Schaufelanzahl zuläßt, folglich auch weniger scharfe Kanten darbietet.

Nach e fühlt man sich verleitet, zu glauben, daß die Turbinen, in welchen das Wasser horizontal durchströmt und an der Peripherie zum Ausflusse gelangt, im Vortheil gegen die sind, wo das Wasser die Turbine mehr vertical durchströmt, weil im ersten Falle die den festen Körpern ertheilte Centrifugalkraft dieselbe nach und nach durch die Ausflußöffnung drängt. Berücksichtigt man aber, daß diese Centrifugalkraft füglich ersetzt wird durch die Wirkung des Eigengewichtes der festen Körper bei der Art Tur-

binen, wo das Wasser dieselben vertical durchströmt, so ist der Vortheil der horizontal liegenden Turbine nur ein scheinbarer, und es stehen somit auch hier die Jonval'schen Turbinen gegen die Fourneyron'schen nicht im Nachtheil, und ist somit auch hier deren Annahme gerechtfertigt.

V.

Verhalten gegen das Verstopfen der Jonval'schen Turbine in einem gegebenen Falle.

Wenn ich nun ausführlich dargethan zu haben glaube, daß im Allgemeinen von den Turbinen die Jonval'schen dem Verstopfen durch feste Körper am wenigsten ausgesetzt sind, so soll in Folgendem noch speciell für einen gegebenen Fall nachgewiesen werden, inwieweit eine Verstopfung eintreten kann und ob der Grad derselben von solchem Belang ist, daß aus diesem Grunde die Anlage von Turbinen unräthlich erscheint. Um bei dieser Untersuchung eine Basis zu haben, wollen wir die wesentlichen mechanischen Verhältnisse einer für eine Mühlenanlage bestimmten Turbine beispielsweise aufstellen, die mehr oder weniger Einfluß auf das Verstopfen haben.

Bei den zum Betriebe der Mühlsteine anzuwendenden Turbinen beträgt der kleinste Querschnitt zwischen je zwei Leitschaufeln 31,5 □" bei 9" Breite und $3\frac{1}{2}$" normaler Entfernung oder Weite, der kleinste Querschnitt zwischen je zwei Druckschaufeln beträgt 27 □" bei 9" Breite und 3" normaler Entfernung oder Weite. Hieraus geht hervor, daß vor der Turbine ein Rechen von 2" lichter Weite zulässig ist,

und man kann mit Bestimmtheit annehmen, daß Gegenstände, die durch diesen Rechen gehen, auch durch die Turbine gehen, ohne die geringste Störung zu verursachen, da deren kleinste Querschnittsdimensionen resp. 1,75 und 1,5 Mal größer sind, als die kleinste Oeffnung im Rechen, zumal da, wie schon gesagt, sonst alle Verhältnisse die günstigsten für den Durchgang von Laub ꝛc. bei den von mir proponirten Turbinen sind. Der Hauptrechen vor dem Turbinenwasserbassin ist zu 3″ lichter Weite zwischen den Stäben anzunehmen, eine Dimension, die erst der kleinsten Querschnittsdimension der Turbine gleichkommt. Bei der somit festgestellten Weite des Rechens ist selbst bei starkem Laubfalle kein schädliches Verstopfen denkbar, und wird die etwa nöthig werdende Nachhülfe keinen größern Kosten- und Zeitaufwand erfordern, als bei gewöhnlichen Wasserrädern, umsomehr nicht, wenn man, was wohl zu berücksichtigen ist, die Menge des Betriebswassers mit in Anschlag bringt, welche bei Turbinen um die Hälfte kleiner ausfällt, als bei Anwendung von Pansterrädern, denn mit der Menge des Betriebswassers, was durch einen Rechen geht, wächst natürlich auch (unter den nämlichen Verhältnissen) die Versetzung desselben durch fremdartige Körper. Aber auch die Lage des Rechens gegen die Richtung des Stromes, sowie dessen Totalquerschnitt hat Einfluß auf das Versetzen desselben. Am größten wird das Verstopfen eines Rechens sein, wenn derselbe rechtwinkelig gegen die Richtung des Stromes gestellt wird, weil dann alle Körper sich gegen denselben legen werden. Am wenigsten wird in einer gewissen Zeit eine Versetzung des Rechens nachtheilig sein, wenn dessen Totalquerschnitt hinlänglich groß ist, um, selbst bei einer partiellen Verstopfung desselben, das nöthige Wasser noch immer

mit einer mäßigen Geschwindigkeit hindurchzulassen; und die Verstopfung wird um so geringer ausfallen, je mehr der Rechen parallel zur Richtung des Stromes gestellt ist, weil dann die verstopfenden Körper mehr an demselben vorbeigleiten werden; ebenso wird eine partielle Verstopfung um so nachtheiliger sein, je kleiner der Totalquerschnitt des Rechens ist, da dann das Wasser vor dem Rechen anstauen wird, um eine gewisse Gefällhöhe zu erzeugen, damit das Betriebswasser durch den Rechen gehe, welche Gefällhöhe aber für die Motoren verloren geht. Nun steht aber in Bezug auf den gewählten Fall der Hauptrechen vor dem Wasserbassin, wovon alles Betriebswasser abgeleitet wird, unter einem Winkel von 45 Grad gegen die Richtung des Stromes und dient für die Turbine zur Richtung desselben; und sind die Totalquerschnitte dieser Rechen so, daß bei gereinigtem Rechen das Betriebswasser nur mit circa 1,5' pro Secunde durch denselben fließt, und daß somit das Wasser erst eine Geschwindigkeit von 3' pro Secunde anzunehmen braucht, um in gehöriger Menge zu den Motoren zu gelangen, selbst wenn der Rechen halb verstopft ist. Zur Erzielung einer Mehrgeschwindigkeit von 1,5' ist aber eine so unbedeutende Druckhöhe anzuwenden, daß dieselbe gar nicht in Betracht zu ziehen ist. Nach allem diesem glaube ich bestimmt behaupten zu können, daß man, aus Besorgniß für das Verstopfen der Turbinen, oder deshalb, daß mehr Aufmerksamkeit Seitens des Arbeitspersonals aufgewendet werden muß, um dem Versetzen der Rechen entgegenzuarbeiten, die Anwendung von Turbinen nicht zu verwerfen nöthig hat, sondern sie in Betracht ihrer vielen Vorzüge nur zu empfehlen ist.

Wir hätten uns bei Beleuchtung des sub **III** berührten Uebelstandes der Turbinen kurz fassen kön-

nen, wenn ich auf sogenannte Rechenfluter *) Bezug genommen hätte. Inzwischen sah ich davon ab, um zu beweisen, daß das von mir vorgeschlagene Turbinensystem auch in dieser Beziehung das beste ist und man bei dessen Anwendung füglich von complicirteren Vorrichtungen und Schutzmaßregeln absehen kann, ohne eine Störung des Ganges der Turbinen befürchten zu müssen.

VI.

Kritik einer zu Bernburg vorhandenen Turbine.

Wir würden nun zur nähern Untersuchung von sub IV übergehen können. Bevor wir dies jedoch thun, sei es erlaubt, hier einen Vergleich zwischen der Mühle zu Bernburg mit Turbinenbetrieb, wie sie jetzt besteht, und als Beispiel gegen Einführung von Turbinen Eingangs dieses Artikels aufgestellt ist, und zwischen einer Mühlenanlage, wie dieselbe sein muß und inwieweit dieselbe die an der Bernburger gerügten Nachtheile theilt oder völlig umgeht, einzuschalten. Dieser Vergleich findet deshalb jetzt den besten Platz, weil von einer Vergleichung beider Anlagen in Bezug auf Grundeis abzusehen ist, da in Bernburg deshalb noch keine Erfahrungen vorliegen. Um diesen Vergleich richtig machen zu können, bin ich selbst in Bernburg gewesen und erhielt dort durch die Gefälligkeit des technischen Dirigenten der Mühle die genaueste Einsicht aller ihrer Theile und die spe-

*) Ein solcher ist neuerlich von Herrn Mühlenbaumeister Hedrich in Glauchau construirt worden, und verweisen wir Betheiligte an denselben, sowie wir dessen Werkstatt zur Ausführung von Mühlenanlagen bestens empfehlen.

cielste Auskunft über die Turbinen. Diese Parallele wird Alles in sich fassen, was wesentlich ist und wird am bündigsten ausfallen, wenn dieselbe für die Puncte sub I, II und III aufgestellt wird.

Dem sub I erwähnten Uebelstande der Turbinen, daß dieselben möglichst constantes Betriebswasserquantum oder indirect möglichst constante Kraftäußerung bedürfen, um günstig zu wirken, ist in Bernburg dadurch abgeholfen, daß man die Wassermenge getheilt auf mehrere Turbinen verwendet, indem je zwei Mahlgänge durch eine Turbine bewegt werden. Dieselbe Einrichtung würde auch in der von uns vorausgesetzten Mühlenanlage getroffen werden können.

Auf Umgehung des sub II aufgestellten Uebelstandes: „Die Turbinen sind bei vorkommenden Reparaturen oder sonstigen Vorrichtungen an denselben schwer zugänglich" hat man in Bernburg leider! keine große Aufmerksamkeit verwendet, und muß man Denjenigen entschuldigen, welcher bei Ansicht so angelegter Turbinen von Anwendung derselben abgeschreckt wird. Doch liegt dieser höchst unbequeme Zugang der Bernburger Turbinen in deren speciellen Construction, und es hieße zu viel behaupten, wollte man wegen einer in dieser Beziehung so mangelhaften Turbinenanlage jede Anwendung von Turbinen verdammen. Die Turbinen in Bernburg liegen jede für sich in einem ausgemauerten Bassin ganz unter Wasser; das Betriebswasser wird denselben vom Obergraben oder Obergerinne durch Rohre von Eisenblech zugeführt, welche unterhalb der Turbine sich in dieselben münden. Das verbrauchte Wasser erhält seinen Abzug durch eine Oeffnung im Bassin nach dem unter dem Obergraben liegenden Untergraben. Der Zapfen der Turbine liegt, gedeckt durch das Turbinenrad, ebenfalls unter Wasser, und der Schüz-

zenapparat befindet sich inwendig im Rade. Will man nun überhaupt zur Turbine gelangen, so ist erst nöthig, dieselbe frei zu legen, d. h. das Wasser aus dem Bassin auszupumpen, wozu bei vorgekommenem Falle 25 bis 30 Mann an den Pumpen gearbeitet und so nur das Wasser mit Mühe insoweit bewältigt haben, daß sie bei den Turbinen etwas vornehmen konnten. Jetzt wird, nebenbei gesagt, die Einrichtung getroffen, daß das Pumpwerk transportabel von der nächststehenden Turbine mitgetrieben werden kann. Um zu dem Zapfen oder zu dem Schützenapparate zu gelangen, oder auch, um eine Reinigung der Turbine vorzunehmen, muß die Turbine allemal erst auseinander genommen werden, was, da erwähntes Auspumpen vorher geschehen muß, enormen Zeit- und Kostenaufwand erfordert, abgesehen von der höchst beschwerlichen Arbeit der damit beauftragten Leute. Durch so eine unbequeme Anordnung ist nun entstandenen Mängeln oder sonstig vorkommenden Stokkungen nicht allein schwer abzuhelfen, sondern es treten deren auch öfter ein, weil ein öfteres Nachsehen der Turbine während des Ganges nicht ermöglicht ist, somit entstehenden Fehlern bei Zeiten nicht vorgebeugt werden kann. Dieser Fall ist in Bernburg eingetreten bei'm Zapfen, welcher sich so eingelaufen hatte, daß die Turbine stehen blieb, und bei dem Schützenapparate, der, gleichfalls eben wegen gebotener Unmöglichkeit eines Nachsehens, fest gerostet war, so daß, um denselben gangbar zu machen, erst die Turbine auseinander genommen werden mußte, was bedeutende Zeit weggenommen hat. Bei den von mir vorausgesetzten Mühlenanlagen können nun alle diese Uebelstände vollständig beseitigt werden. Es ist kein Auspumpen nöthig. Die Turbine kann durch ein Kind freigelegt werden. Der Zapfen ist jederzeit zugänglich. Der Schützenapparat ist ein-

facher, ebenso kräftig wirkend und leicht zugänglich ohne irgend einen Theil an der Turbine wegnehmen zu müssen. Die Reinigung der Turbine geschieht ohne einen wesentlichen Zeitaufwand; kurz, in Bezug auf bequemen Zugang würde meine Turbine nichts zu wünschen übrig lassen.

In Bezug auf sub **III.**, das Verstopfen der Turbinen durch Laub, Eis &c., sind die Turbinen in Bernburg ebenfalls nicht zweckmäßig construirt. Ueberhaupt scheint man bei der Construction der Bernburger Turbinen mehr vom theoretischen Gesichtspuncte ausgegangen zu sein und vorzüglich die Erlangung des größten Nutzeffectes im Auge gehabt zu haben, ohne zu bedenken, daß dadurch die Construction der Turbine complicirter wurde und der practische Betrieb öfteren Störungen ausgesetzt werden muß.

Die Wasserzuführung geschieht bei den Bernburger Turbinen, wie schon gesagt, von Unten; ist nun diese Art der Zuführung an und für sich schon für das Verstopfen günstig, wie ich weiter oben gezeigt habe, so bildet sich dadurch unterhalb des Turbinenrades ein wahres Reservoir, wo sich alle mit dem Wasser gehenden Unreinigkeiten, als Schlamm, Sand &c., anhäufen werden und ein öfteres Nachsehen und Reinigen nöthig machen. Dann sind die Querschnitte zwischen je zwei Leit- und Druckschaufeln so eng, daß man sich genöthigt gesehen hat, sehr enge Rechen am Einlaufbassin anzuwenden. Die kleinste Normalweite zwischen je zwei Leitschaufeln beträgt 2″, die Höhe, wenn der Schützen ganz aufgezogen ist, $7\frac{1}{2}$″, folglich der Querschnitt 15″. Gewöhnlich arbeiten die Turbinen aber nur mit 4 bis 6″ Schützenzug, somit ist dieser Querschnitt durchschnittlich zu 10 □″ anzunehmen. Die normale Weite zwischen je zwei Druckschaufeln beträgt $1\frac{1}{2}$″ und die Höhe $7\frac{1}{2}$″, folg-

lich der Querschnitt zwischen je zwei Druckschaufeln 11,25 □″. Wegen der letzterwähnten Weite zwischen den Druckschaufeln von nur $1\frac{1}{3}''$ hat der Rechen vor dem Wasserbassin nur 1″ im Lichten auseinander stehende Stäbe, und bei dieser geringen Weite kommt natürlich ein öfteres Verstopfen des Rechens durch Laub ꝛc. vor und bedarf zur Zeit des Laubfalles einer immerwährenden Aufsicht, will man den Wasserzufluß nicht hemmen, oder kein Gefälle aufopfern. Aber auch trotz der engen Rechen sind in Bernburg schon Verstopfungen der Turbine vorgekommen, so daß man die Turbine hat anhalten müssen, um sie zu reinigen; diese Verstopfungen sind aber weniger durch Laub hervorgerufen worden, als durch Baumäste, und ist dieselbe mehr der Construction der Turbine und der Lage des Rechens gegen die Richtung des Stromes, als dem Verhältnisse zwischen der kleinsten Weite des Rechens und der kleinsten normalen Entfernung zwischen je zwei Schaufeln zuzuschreiben. Der Rechen in Bernburg liegt nämlich rechtwinkelig zur Bewegungsrichtung des zuströmenden Wassers, und da nun Baumäste oder Holzstücke überhaupt gewöhnlich so schwimmen, daß ihre Länge parallel zur Richtung des Stromes ist, so werden dieselben auch leicht durch den Rechen gehen und mit nach den Turbinen geführt werden; hier aber werden sie sich entweder vor die Leitcurven legen, oder so zur Anhäufung fremder Körper noch mehr Veranlassung geben; oder, wenn sie in dieselben gelangen, was die Bernburger Construction begünstigt, so werden sie von dem beweglichen Rade mit in dasselbe eingezogen und, wenn kein Abschneiden durch die Radschaufeln erfolgt, die ohnedies enge Spalte zwischen dem beweglichen und dem feststehenden Rade verstopfen und so den Gang der Turbinen stören, oder ganz anhalten, welcher letztere Fall in

Bernburg wiederholt vorgekommen ist. Ein anderer Uebelstand in Bernburg ist, daß alle Körper, welche durch den Rechen in das Wasserbassin eingetreten sind, unbedingt durch die Turbinen müssen, da sonst kein anderer Abfluß vorhanden ist. An diese Uebelstände reihet sich noch der, daß alle festen Körper, welche sich vor den Rechen gelegt haben, auf das Land müssen geworfen werden, und daß kein Freigerinne da ist, um dieselben durch das Wasser fortführen zu können, ein Uebelstand, der besonders bei Eisgang sich sehr fühlbar machen wird.

Ganz anders und bei Weitem günstiger werden sich die Verhältnisse bei der von mir vorgeschlagenen Anlage gestalten, und sei es hier mit erwähnt, nicht allein für die Verstopfung der Turbine durch Laub, Moos, Baumäste rc., sondern auch für den Durchgang von Grundeis durch die Rechen und durch die Turbine, sowie für Reinigung des Rechens selbst. Hier sind die kleinsten Querschnitte zwischen je zwei Leitschaufeln 3,15 Mal größer, als in Bernburg, und die Querschnitte zwischen je zwei Druckschaufeln 2,4 Mal größer; ferner ist der Schützenapparat für meine Turbine der Art, daß der Querschnitt zwischen je zwei Leitschaufeln constant bleibt, während in Bernburg sich derselbe mit dem Stande des Schützens ändert, so daß hier der Betrieb von nur einem Mahlgange, der Querschnttt zwischen je zwei Leitschaufeln nur 80″ beträgt, also über vier Mal kleiner, als in unserm Falle unter allen Verhältnissen der Fall sein wird. Während in Bernburg die lichte Weite des Rechens nur 1″ betragen darf, ist es bei unserer angenommenen Anlage zulässig, dem Hauptrechen 3″ lichte Weite und dem Turbinenrechen 2″ lichte Weite zu geben (welche letztere Dimension, wie die Erfahrung lehren wird, in Betracht der Turbinenconstruction, sowie überhaupt der ganzen An-

lage, ebenfalls auf 3″ wird angenommen werden können), folglich resp. drei und zwei Mal größer. Nun steht aber der Grad der Verstopfung zweier Rechen nicht in directem Verhältnisse zu ihrer Weite, d. h., es ist nicht richtig, zu sagen: ein Rechen, der zwei Mal weiter ist, als ein anderer, wird sich zwei Mal weniger verstopfen; sondern die Praxis lehrt, daß der Grad drr Verstopfung in einem viel größern Verhältnisse fällt, als in dem Verhältnisse der größern Weite, so daß, wenn man die Verstopfung durch Laub im Auge behält, ein Rechen von 3″ Weite gegen einen Rechen von 1″ Weite sich vielleicht zehn Mal weniger verstopft. Würde man die Quantität, die Größe und Form der verstopfenden Körper kennen, so würde man durch Rechnung zu einem Resultate in dieser Beziehung gelangen können; doch so viel läßt sich auch ohnedies fest behaupten, daß durch Ermöglichung der Anbringung drei Mal weiterer Rechen in unserm Falle dem Uebelstande, der sich in Bernburg gezeigt hat, bedeutend gesteuert wird, und zwar in solchem Maße, daß man getrost zur Anwendung von Turbinen schreiten kann. Weiter oben habe ich die Stellung der Rechen gegen die Stromrichtung detaillirt; man wird aus einem Vergleiche mit der Stellung des Rechens in Bernburg finden, daß Baumäste, Holzspäne ꝛc. dort weniger leicht in das Bassin eintreten können, als hier.

Ich muß mich den Eingangs angezogenen Ansichten in Bezug auf die Mängel der Bernburger Mühlenanlage anschließen, kann aber nicht zugeben, daß dieselbe und die mit ihr verbundenen Mängel als Norm und Richtschnur im Allgemeinen bei Turbinenanlagen aufgestellt werden können, und glaube ich hinlänglich und ausführlich, so weit es auf dem Papiere geht, bewiesen zu haben, daß die in Bernburg vorwaltenden Mängel und Uebelstände voll-

ständig beseitigt werden können, und bin ich fest überzeugt, daß auch in der Praxis meine Ansicht sich vollkommen rechtfertigen wird. Uebrigens haben sich im Allgemeinen die Vortheile des Mühlenbetriebes durch Turbinen in Bernburg bewährt, es ist hier die größte Vereinfachung des Mühlenbetriebes erzielt, die bequemste Regulirung des Motors erlangt, nächst Raumersparniß für die Wasserleitung und im Mühlgebäude.

Ich gehe jetzt zur Untersuchung des Einflusses über, den Grundeis auf den Turbinenbetrieb hat.

VII.

Einfluß des Grundeises auf den Turbinenbetrieb; Mühlenanlage mit Turbinen nach Jonval.

Das Grundeis ist ein Uebelstand, der nicht allein bei Turbinen auf den Gang störend einwirkt, sondern auch bei gewöhnlichen Wasserrädern. Daß bei letzteren die Störung geringer ist, als wie bei Turbinen, wollen wir gar nicht in Abrede stellen; jedoch geht man näher auf die Sache ein nnd berücksichtigt dabei auch andere Uebelstände, die im Winter bei Frost an den gewöhnlichen Wasserrädern gegen die Turbinen vorkommen, so gestaltet sich dieselbe weniger zum Nachtheile der Turbinen, als es für den ersten Augenblick scheint.

Ohne uns in eine Erörterung über die Entstehung des Grundeises einzulassen, worüber die Naturforscher noch nicht recht im Klaren zu sein scheinen, wollen wir vorerst mehr die Natur des Grundeises beleuchten, um daraus zu folgern, inwieweit der regelmäßige Gang der Turbinen davon abhängt.

Das Grundeis ist kein fester Körper, sondern mehr eine gallertartige Masse, die sich zwar leicht theilen läßt, aber ebenso schnell wieder zusammentritt. Es kommt in größeren oder kleineren Ballen im Wasser schwimmend vor, so daß immer noch das Wasser für sich und das Grundeis für sich besteht. Ob der Fall eintreten kann, wie Eingangs aufgestellt wurde, daß das Grundeis mit dem Wasser ein inniges Gemisch bildet (somit der ganze Zuleitungsgraben mit Grundeis angefüllt werden könnte) und von diesem Wasser trennbar sei, darüber haben wir uns mehrfach an Orten erkundigt, wo ebenfalls das Grundeis im Winter eine Hauptrolle spielt; jedoch ist uns die Frage deßhalb stets gleichlautend und dahin beantwortet worden: „daß jederzeit das Wasser für sich und das Grundeis für sich schwimme." Sollte jedoch wirklich der Fall derjenigen Vermengung eintreten, so sind wir überzeugt, daß dann jeder Motor, er mag construirt sein, wie er will, zum Stillstande kommt, oder es rathsam wird, ihn in einen solchen zu versetzen, um Brüche ꝛc. zu vermeiden, und da ohnedies der Nutzeffect ein sehr geringer sein wird. Man wird in diesem Falle dem Grundeise einige Stunden lang den freien Abzug gestatten. Es ist auch die gewöhnliche Praxis bei starkem Grundeisgange. Wir haben demnach mehr den Fall zu betrachten, wo das Grundeis in größeren oder kleineren Ballen für sich im Wasser schwimmend vorkommt. Es handelt sich dann darum, das Grundeis von dem Wasser zu sondern und abzuleiten. Hierbei kommt nun aber den Turbinen ihr wesentlich besserer Nutzeffect in Vergleich zu Pansterrädern zu Gute. Setzen wir im Falle der von uns angenommenen Mühlanlage, anstatt Turbinen, gewöhnliche Wasserräder und berechnen, wie folgt: — den Effect

zweier Mühlpansterräder zu 30 Procent, den zweier Kropfräder, etwa für den Betrieb einer Säg= und Oelmühle, zu 45 Procent, so wird denselben circa 250 Cubikfuß Wasser pro Elle zugeführt werden müssen, während bei der Anlage mit Turbinen, der Nutzeffect derselben zu nur 55 Procent gerechnet, sich dieses Wasserquantum auf circa 180 Cubikfuß reducirt. Somit bleiben, wenn man annimmt, daß überflüssiges Betriebswasser vorhanden ist, wenigstens noch 70 Cubikfuß übrig, die durch das Freigerinne abgeleitet werden müssen. Und diesen Ueberfluß von Wasser brauchen wir dazu, das vom Rechen abgestoßene Grund= und Stückeis durch das Freigerinne fortzuführen, was durch zweckmäßige Anlage des Freigerinnes oder des Rechens begünstigt werden kann, wo dann ein großer Theil des Grundeises von selbst durch das Freigerinne gehen wird. Wir machen also bei einer Mühlanlage mit Turbinen, wo es an Wasser nicht fehlt und zumal zur Winterszeit und bei'm Aufgange des Eises nicht fehlen dürfte, zur Bedingung, daß während des Grund= und Stückeisganges jederzeit ein Theil des Wassers durch das Freigerinne geht, um die Ableitung des Eises bewerkstelligen zu können. Was nun an Grundeis noch durch den 3 Cubikfuß weiten Rechen geht, wird auch unbedingt durch die Turbinen gehen, ohne irgend einen nachtheiligen Einfluß auf den Gang derselben auszuüben. Ueberdies fragt es sich noch sehr, und wird wohl durch die Erfahrung erst können dargethan werden, ob überhaupt die von mir vorgeschlagenen Turbinen nicht noch viel weitere Rechen zulassen, was wir jetzt schon behaupten möchten, da kein anderes System so geeignet, wie dieses, ist, Grundeis durchzulassen. Aber selbst, wenn angenommen wird, daß bei Grundeisgang täglich ein Paar Stunden

lang eine oder zwei Turbinen abgestellt werden müssen, um einmal dem Freigerinne mehr Wasser zur Ableitung des Eises zuzuführen, oder weil eben wegen des Grundeises nicht die gehörige Wassermenge durch den Rechen geht, so geben wir zu bedenken, daß bei den Turbinen vom Abeisen keine Rede ist, weil dieselben nicht einfrieren und in allen Fällen innerhalb von Gebäulichkeiten aufgestellt werden können, während bei den gewöhnlichen Wasserrädern das Abeisen täglich oft mehre Stunden Zeit wegnimmt, folglich Stillstand verursacht wird, abgesehen davon, wie sehr die Räder darunter leiden und welche häufige Reparaturen durch das Abeisen nöthig gemacht werden. Rechnet man die Kosten für das Abeisen der Räder, so werden dieselben wohl den Kosten gleichkommen, welche man bei den Turbinen auf's Abwehren des Grundeises zu verwenden hat. Nur ist für die Arbeiter noch zu bedenken, daß das Abeisen der Räder auch des Nachts vorkommt, während die Eisabwehrung vor dem Rechen meistens nur den Tag über Statt haben wird, da gewöhnlich des Tages über das Grundeis aufsteigt und sich bildend des Nachts am Bette des Flusses bleibt.

Und welches bequemes, sich Sommer und Winter gleichbleibendes Reguliren gestattet die Turbine als Motor? Man bedenke dagegen ein Pansterrad mit Hebezeug im Winter, wo die Lagerrahmen oder Hebel und alle Theile in der Nähe des Rades mit Eis bedeckt sind, wo an kein Schmieren zur Erleichterung der Bewegung zu denken ist. Glaubt man, diese Unannehmlichkeiten der gewöhnlichen Wasserräder zu umgehen, indem man dieselben massiv überbaut, so täuscht man sich, denn man weiß aus vielfältiger Erfahrung, daß, trotzdem die Wasserradstuben geheizt werden, sich diese Uebelstände wohl vermindern, aber nicht ganz heben ließen.

Das Grundeis anlangend, so lassen sich die daraus entspringenden Nachtheile wesentlich vermindern, wenn bei Anlage eines Wasserwerkes möglichst Sorgfalt auf den Zuleitungscanal verwendet wird. Derselbe muß im Querprofil durchgängig möglichst gleichförmig hergestellt und von großen Steinen, vorspringenden Baumwurzeln und sonstigen Gegenständen, woran sich Grundeis ansetzt und bilden könnte, gereinigt werden; der Querschnitt ist möglichst groß anzunehmen, damit das Wasser in demselben eine geringe Geschwindigkeit habe und somit der Bildung einer Eisdecke förderlich sei; denn Grundeis bildet sich nur, wenn das Wasser offen ist; hat es aber eine Eisdecke, so wird das Wasser unter derselben so warm erhalten, daß eine Grundeisbildung nicht Statt finden kann. Bei Stückeisgang bleibt es sich gleich, ob Turbinen oder gewöhnliche Wasserräder angewendet werden, denn in beiden Fällen muß das Stückeis abgehalten werden, in die Wasserwerke zu gelangen.

Aus vorstehender Entwickelung dürfte wohl nun unstreitbar hervorgehen, daß, obgleich die Turbinen durch Grundeis mehr in ihrem Betriebe können gestört werden, als gewöhnliche Wasserräder, dennoch dieser Nachtheil durch andere Nachtheile der gewöhnlichen Wasserräder, von denen die Turbinen frei sind, wieder ausgeglichen wird und somit, besonders in Fällen, wo die Turbinen die Wasserbauten so bedeutend vereinfachen, und wegen der Natur der zu betreibenden Maschinen auch die Maschinenanlagen, folglich die ganze Anlage wesentlich billiger sowohl in Bezug des Anlagecapitals, als auch der Unterhaltung zu stehen kommen, von der Anwendung der Tubinen wegen Grundeis nicht abzusehen ist.

Haben wir nun oben dargethan, wie die Eingangs dieser Abhandlung angezogenen Uebelstände der

Turbinen sub I, II und III vollkommen zu beseitigen sind und in Bezug auf IV nachgewiesen, daß man von Anwendung der Turbinen wegen Grundeis für den nun ausgesetzten Fall und gewiß in den meisten Fällen nicht abzusehen nöthig hat, so fragt es sich nun, in welcher Ausdehnung Turbinen anzuwenden sind bei einer Mühlenanlage, wie wir sie uns denken, um daran die Wahrheit unserer Behauptungen nachzuweisen? Die ganze Mühlenanlage möge bestehen aus:

1) einer Mahlmühle nach amerikanischem Systeme von sechs Gängen mit den nöthigen Hülfsmaschinen;

2) einer Sägemühle;

3) einer Oelmühle mit den nöthigen Hülfsmaschinen und Apparaten.

Wir schlagen vor, daß für je zwei Gänge eine Turbine angewendet werde, und für den Aufzug und die Getreidereinigungsmaschine ebenfalls eine besondere Turbine.

Was den Betrieb der Sägemühle anlangt, so ist für denselben ebenfalls die Turbine anwendbar und zu empfehlen, und zwar aus folgenden Gründen:

1) erfordern die Maschinen der Sägemühlen eine bedeutende Geschwindigkeit, und diese ist durch Anwendung von Turbinen ohne eine kraftraubende Uebersetzung und durch höchst einfaches Triebwerk zu erzielen, indem der Betrieb der Sägemühle durch Riemen einfach durch ein einziges Vorgelege von der Turbine weg erreicht wird;

2) werden die momentan ungleichen Widerstände durch das Moment der Sägemaschine in Folge ihrer Construction selbst überwunden, ohne daß diese Widerstände den regelmäßigen Gang der Turbinen beeinträchtigen;

3) erzielt man durch Anwendung von Turbinen für die Sägemühle Vereinfachung der Wasserbauten und Raumersparniß für die Wasserleitungen in sehr vielen Fällen. Der erstere Grund ist der hauptsächlichste und für die Anwendung der Turbinen der ausschlaggebende.

Nimmt man an, daß die Sägemühle von solchem Umfange werden soll, daß dieselbe aus einem Sägegatter, eingerichtet zu Schneiden mit 1 bis 12 Blatt, aus einem Doppelsaumgatter zum Säumen der auf ersterwähntem Gatter zu schneidenden Hölzer, welches ebenfalls zum Schneiden von Bretern eingerichtet ist, und aus einer Circularsäge, zum Säumen der Breter und Schneiden von Latten 2c. besteht, was bei einer Neuanlage wünschenswerth erscheint, um in Bezug auf Construction den Anforderungen der neuern Zeit zu entsprechen, und die Rentabilität der Sägemühle auf ein Maximum zu bringen, sowie eine zu Gebote stehende Wasserkraft möglichst viel und vortheilhaft zu benutzen, so wird die zu deren Betrieb erforderliche Turbine ebenso groß und von derselben Construction, als die zum Betriebe von zwei Mahlgängen erforderliche, und es entspringt daraus eine wesentlich billigere Herstellung der Turbinen, weil dann nach einem Modell mehre zu bauen sind.

Für den Betrieb einer Oelmühle können wir aber die Anwendung von Turbinen nicht befürworten, müssen vielmehr davon abrathen und die Anwendung eines gut construirten Kropfrades empfehlen, und zwar im Allgemeinen aus nachstehenden wesentlichen Gründen:

1) erfordern die die meiste Kraft beanspruchenden Maschinen einer Oehlmühle, man mag Stampfen

oder Steine zum Vermahlen des Oelsamens nehmen, eine geringe Geschwindigkeit, im ersten Falle die Daumenwelle höchstens zwanzig Umdrehungen pro Minute, im letzten Falle, welcher hauptsächlich zu berücksichtigen sein wird, da man vom Dampf bei einer neuen Anlage absehen wird, die Steinwelle 7 bis 10 Umtriebe pro Minute, je nach der Größe der zu verwendenden Steine, macht. Wollte man nun durch die Turbine diese Geschwindigkeit erreichen, so würde, da die Turbine eine bedeutend große Anzahl von Umgängen pro Minute macht, auch das Triebwerk von dieser auf die zu treibende Maschine bedeutend rückwärts übersetzt werden müssen, demzufolge kraftraubend und kostspielig sein.

2) Haben diese zu treibenden Maschinen, in Folge ihrer Construction, Geschwindigkeit und Wirkung, kein Moment in sich selbst, um etwaige momentane Widerstände überwinden zu können, und es würden diese Widerstände sehr nachtheilig auf den regelmäßigen Gang einer Turbine wirken, da dieser an und für sich ebenfalls wenig Moment hat, um solche Widerstände ohne merklichen Einfluß auf ihren Gang ausgleichen zu können.

Glaubt man nun, von einem regelmäßigen Gange bei der Oelmühle absehen zu können, so hat dieser Uebelstand auch noch andere im Gefolge, wozu Erschütterung des ganzen Zeuges durch die wechselnde Geschwindigkeit, folglich größerer Kraftaufwand zu rechnen ist; ferner dürfte bei'm Einrücken einer Maschine während des Ganges der andern Maschine das geringe Moment der Turbine wesentliche Störungen hervorrufen, wenn man nicht, um dieselben möglichst zu vermeiden, zu kostspieligen und zusammengesetzten Constructionen der Maschinen seine Zuflucht nehmen

will. Diesem Allen wird einfach und kräftigst durch Anwendung eines gewöhnlichen Wasserrades gesteuert, indem

1) wenig Uebersetzungen bis zu den betriebenen Maschinen nöthig und die Triebkraft dadurch vereinfacht wird, da das Wasserrad eine Geschwindigkeit besitzt, die wenig oder gar nicht von der zu treibenden Maschine verschieden ist;

2) hat das Wasser als Motor an und für sich genug Moment, um die bei einem Motor mit wenig Moment speciell für Oelmühlenbetrieb berührten Uebelstände zu vermeiden.

§. 15.

Turbinen bei wechselndem Ober- und Unterwasser, sogenannte Ebbe- u. Fluth-Turbinen.

Schon in früherer Zeit hat man sich bestrebt, die gewöhnlichen Wasserräder bei wechselnder Stromrichtung zum Mühlenbetriebe anzuwenden, aber der Umstand, daß der beabsichtigte Zweck nur durch kostspielige, von dem eigenthümlichen Mühlenbetriebe unabhängige Bauwerke erreicht werden konnte, mag auch der hauptsächlichste Grund gewesen sein, daß die von vielem Scharfsinne zeigenden Constructionen, die man in vielen ältern Werken über Mühlenbau findet, nicht allgemeiner zur Anwendung gekommen ist. Wenn man aber bedenkt, wie ungemein einfach der Wechsel in Ober- und Unterwasser durch Turbinen zu dem genannten Zwecke dienstbar gemacht werden kann, wenn man die ausgedehnten Küstenstriche betrachtet, in denen die Ebbe und Fluth des Meeres in verschwenderischer Fülle die nöthige Kraft darbietet, so läßt sich die Thatsache, daß die Kraft bisher

zum Betriebe von Maschinen ganz unbenutzt gelassen wurde, nur dadurch erklären, daß die ausgedehnte Anwendung des Dampfes in neuerer Zeit die Aufmerksamkeit von der Construction der Wasserräder nur zu sehr abgewendet hat. Da bekanntlich bei den Turbinen dem Wasser durch Leitschaufeln erst die dem Zwecke dienende Richtung ertheilt wird, so bleibt es natürlich auch ganz gleichgültig, von welcher Seite das Wasser zu- und nach welcher Seite es abgeleitet wird.

Die Anordnung eines zweiten Schosses genügt, wie die Skizze, Fig. 61, im Grundrisse zeigt, um mit Hülfe eines abgeschlossenen Reservoirs **CDEF** fast ununterbrochen die durch den Unterschied der Wasserstände bei **A** und **B** bedingte Kraft zum Betriebe der Maschinen zu verwenden. Ist der Wasserstand auf der Seite **A** höher, als auf der Seite **B**, so sind die Schützen **c** und d geöffnet, hingegen **e** und f verschlossen. Das Wasser tritt von A durch ein Rohr **R¹** von Unten in den Leitschaufelapparat, durchströmt die Turbine **T** und tritt sodann durch d nach **B**, einem trichterartigen Reservoir, aus. Ist dagegen der Wasserstand auf der Seite **B** höher, als auf der Seite **A**, so sind die Schützen **e** und **f** geöffnet und **c** und d geschlossen. Der Eintritt des Wassers in den Leitschaufelapparat erfolgt sodann durch das Rohr **R²**. Ist die Ausgleichung der Wasserstände bis zu dem Puncte gediehen, daß der Unterschied derselben nicht mehr nutzbringend verwendet werden kann, so ist das Reservoir durch Oeffnen sämmtlicher Schosse oder Schützen vollends zu füllen oder zu leeren, um nach eingetretenem Stromwechsel das größte Gefälle zu erhalten. Die Schützen **c** und **e** müssen natürlich nach der einen oder der andern Seite wasserdicht schließen.

Es braucht wohl kaum darauf hingewiesen zu werden, daß außer dem oben angegebenen Grunde noch ein Umstand der Anwendung der gewöhnlichen Wasserräder entgegensteht, welcher bei den Turbinen nicht Statt findet. Bekanntlich entsteht aus dem wechselnden Stande des Ober- und Unterwassers, bei den verticalen Wasserrädern ein Verlust am Nutzeffecte derselben, welche in diesem Falle, da die Benutzung des Gefälles bis zur äußersten Gränze Statt finden muß, jedenfalls, sehr beträchtlich sein würde. Bei den Turbinen hingegen ist der Nutzeffect einzig und allein durch den Unterschied der Wasserstände, nicht aber durch das Niveau derselben in Beziehung auf die Höhenlage des Rades bedingt. Eine Hauptbedingung für den Nutzen derartiger Anlagen wäre übrigens, die Verwendung der Kraft in der Weise anzuordnen, daß ein kleiner Theil derselben noch nutzbringend verwendet werden kann.

Bei'm Mühlenbetriebe etwa wäre das Bestreben darauf zu richten, bei'm größten Gefälle mehre Gänge durch eine Turbine treiben zu lassen, so daß mit der Abnahme des Gefälles durch Ausrücken einzelner Gänge die nöthige Verminderung der Betriebslast ausgeführt werden könnte. Bei Betrachtung der unendlichen Mannichfaltigkeit der betreffenden Verhältnisse muß es ungeeignet erscheinen, durch specielle Annahmen das Nutzbringende der angegebenen Einrichtung darthun zu wollen; ein näheres Eingehen auf die Sache wird es aber Jedem im höchsten Grade auffallend erscheinen lassen müssen, daß die Benutzung der genannten Kraft nicht in ausgedehnterer Weise Statt findet. Man wende nicht ein, daß die Kostspieligkeit des Reservoirs derartigen Anlagen hindernd entgegenstehe. Abgesehen davon, daß das Bestehen verticaler Räder, welche den durch Ebbe und Fluth erzeugten Unterschied der Wasserstände nur

einseitig benutzten, entschieden dagegen spricht, so findet sich, daß das Interesse des Mühlenbetriebes auf die genannte Weise sehr gut mit andern Interessen zu vereinigen ist, während sonst häufig die Begünstigung desselben nur mit Beeinträchtigung anderer Interessen ermöglicht wird. Es ist jetzt als eine entschiedene Thatsache hinzustellen, daß der Versandung der Ströme im Fluthgebiete des Meeres am Wirksamsten durch eine freie Entwickelung der Fluthwelle entgegengearbeitet werden kann und daß die Einengung der Fahrbahnen nicht mit einer Verkleinerung des Fluthbassins verbunden sein darf. Durch Anlage neuer Reservoirs wird aber zur Vergrößerung des Fluthbassins beigetragen; der Abschluß todter Stromarme kann zu dem genannten Zwecke in sehr vielen Fällen ohne Beeinträchtigung der Hauptstrombahn geschehen, während das Eingehen derselben durch Aufschlämmen u. s. w. gewöhnlich zum Nachtheile des Hauptstromes Statt findet. In Fällen, wo zu Zwecken des Strombaues Einbauten gemacht werden, läßt sich durch die Verbindung derselben mittelst Parallelwerken das Reservoir bilden; in andern, vereinzelten Fällen könnte vielleicht die durch das Zurückhalten des Fluthwassers hervorgebrachte, größere Geschwindigkeit des abfließenden Wassers den Zwecken des Strombaues dienstbar gemacht werden. Die Hinweisung auf diese Fälle wird zur Genüge dargethan haben, daß die Herstellung des Reservoirs häufig mit verhältnißmäßig geringem Kostenaufwande ermöglicht werden kann.

Die Ebbe- und Fluth-Turbine des Engländers Gwynne ist in Fig. 62 im Vertical- und in Fig. 63 im Horizontaldurchschnitte dargestellt. **A** der Oberwasserspiegel, **Z** der Unterwasserspiegel. Das Aufschlagewasser tritt durch eine, mittelst des Schiebers **B** zu regulirende, Oeffnung in das Rohr

C, welches mit dem ringförmigen Raume D rings um das Rad in Verbindung steht. Das Rad besteht aus einem Schaufelkranze E, welcher durch die Arme F mit der Welle G in Verbindung steht. Die Eigenthümlichkeit dieses Wasserrades besteht in der gebrochenen geradlinigten Form der Schaufeln, welche so gestaltet sind, daß das Wasser sowohl von Innen nach Außen, als auch von Außen nach Innen, austreten kann, je nachdem der Wasserspiegel bei A oder der bei Z höher steht. Wird diese Turbine als Ebbe- und Fluth-Turbine benutzt, so bringt der Patentträger auf der Turbinenwelle ein conisches Rad an, welches in zwei conische Räder an einer liegenden Vorgelegewelle eingreift, von denen je eins auf einmal mit derselben verkuppelt wird, so daß, mag die Turbinenwelle rechts oder links herumlaufen, die Vorgelegewelle sich doch stets nach derselben Seite dreht. Da bei sinkendem Ober- und steigendem Unterwasserspiegel das Gefälle und somit auch die Geschwindigkeit allmählig abnimmt, so bringt Gwynne auf dem Wasserspiegel bei A einen Schwimmer an, welcher die Lage eines Riemens auf einem Paare Riemenkegel so regulirt, daß selbst bei abnehmender Geschwindigkeit der Turbinenwelle die Geschwindigkeit der zweiten und aller folgenden getriebenen Wellen dieselbe bleibt.

Soll Gwynne's Rad in einem Strome benutzt werden, so nimmt man den Gehäuseboden H hinweg und bringt bei Y einen Deckel an, so daß dann das Wasser inwendig nach Unten in das Unterwasser austritt.

§. 16.

Die Turbinen von J. Thomson zu Glasgow.

Bei diesen Turbinen tritt das Wasser am äußeren Radumfange ein und am innern aus. Bekanntlich findet dasselbe auch bei den sogenannten Tangentialrädern oder Poncelet'schen Turbinen Statt; von diesen unterscheiden sich jedoch die Thomson-schen Wasserräder dadurch, daß erstens das Wasser bei ihnen am ganzen Radumfange eintritt, und daß zweitens bei den Thomson'schen Turbinen voller Ausfluß aus den Radcanälen Statt findet, wogegen die Canäle der Poncelet'schen Turbine immer nur zum Theil mit Wasser erfüllt sind.

Thomson stellt nämlich seine Turbinen entweder in's Unterwasser, oder schaltet sie, nach Art der Köchlin-Jonval'schen Turbine, in das Gefälle ein.

Die erste Art von Turbinen, die Thomson beschreibt und die er Casewheel-Gehäuse oder Mantelrad nennt, besteht aus einem, sich um die senkrechte Welle drehenden Rade mit radialen oder gekrümmten, zwischen zwei ringförmigen Kränzen befestigten Schaufeln, welches in ein festes, bis an die centralen Austrittsöffnungen sich erstreckendes Gehäuse eingeschlossen ist, etwa wie bei einem Ventilator. Das Wasser wird in das, das Rad excentrisch umschließende Gehäuse durch ein einfaches oder gegabeltes Einfallrohr eingeführt, tritt am äußern Umfange in das Rad ein und durch eine obere und untere centrale Oeffnung aus demselben aus. Fig. 64 stellt den Grundriß eines derartigen Rades mit gekrümmten Schaufeln dar. Der Hauptzweck, der bei einem solchen Rade zu erreichen ist, besteht darin, daß das

Wasser ohne Stoß eintreten kann und dasselbe fast ohne absolute Geschwindigkeit verläßt.

Um den Gang des Rades zu reguliren, wendet Thomson unter andern Vorrichtungen folgende, sehr zweckmäßige Construction an, welche in Fig. 65 im Verticaldurchschnitte und in Fig. 66 im Horizontaldurchschnitte dargestellt ist und die mit einigen Modificationen sich auf die Poncelet'schen Turbinen anwenden läßt. Das Wasser tritt aus dem Einfallrohre A in der Richtung der Pfeile durch die Oeffnungen P im Boden Z des die Leitschaufeln b umschließenden Gehäuses Y, um sodann durch die Leitschaufelcanäle E in das Rad R zu treten. Die Leitschaufeln b, welche Thomson eben nur als Schützen betrachtet, sind um Bolzen a drehbar und durch kleine Zugstangen c mit den Hebeln d verbunden; letztere stecken an stehenden Wellen, welche durch Stopfbüchsen im Leitschaufelgehäuse gehen und durch Räderwerk so mit einander verbunden sind, daß sich alle zugleich und um gleichviel drehen lassen.

Das zweite horizontale Wasserrad, welches Thomson unter dem Namen Suctionwheel — Saugerad — beschreibt, ist, wie schon oben erwähnt wurde, in das Gefälle nach Art einer Köchlin-Jonval'schen Turbine eingeschaltet.

In einem Gehäuse, welches gewissermaßen eine Erweiterung des Einfallrohres bildet, befinden sich vier spiralförmige Leitschaufelcanäle von rectangulärem Querschnitte, deren Mündungen um je einen Quadranten von einander abstehen. Das umfließende Wasser trifft tangential gegen die radialen Schaufeln eines Rades, welches den untern Theil des Gehäuses ausfüllt und fällt hierauf, am centralen Theile austretend, durch das Abfallrohr in das Unterwasser. Der Nutzeffect dieser Turbine wird zu etwa 80 Proc. angegeben.

§. 17.

Zur Förderung aus Schächten angewendete Turbine (Turbinengöpel).

Bei dem Erzgebirgischen und namentlich bei dem Freiberger Bergbau hat man schon seit längerer Zeit angefangen, die Turbinen zur Bewegung der Göpel oder Fördermaschinen, so wie der Kunstgezeuge oder Wasserkünste, welche das Wasser aus den Bergwerken auspumpen, anzuwenden; Schluß 1853 waren bei'm Freiberger Bergbau zwei Turbinengöpel und fünf Turbinenkunstgezeuge, im Johanngeorgenstädter Reviere ein Turbinenkunstgezeug und im Schneeberger ein Turbinengöpel im Betriebe. Wir beschrieben schon weiter oben, S. 184 ꝛc. einen Apparat dieser Art und beschreiben hier nach der trefflichen „Ingenieur- und Maschinenmechanik" von Professor **Weißbach** in Freiberg, Bd. III., S. 546 einen Turbinengöpel.

Da die Turbinen selbst bei kleinen Gefällen eine ansehnliche Anzahl von Umdrehungen in der Minute machen, aber der Korb eines Wassergöpels für eine Geschwindigkeit der Fördertonne von $1\frac{1}{2}$ bis 3 Fuß und bei einem Durchmesser von 7 bis 9 Fuß in der Minute nur 4 bis 8 Umdrehungen macht, so erfordert ein Turbinengöpel stets ein oder mehre Zahnradvorgelege, welche die Umdrehung der Turbine auf die erforderliche Umdrehungszahl des Korbes herabziehen. Wie die Anordnung eines solchen Göpels zu treffen ist, läßt sich aus Fig. 67 entnehmen, welche die Abbildung eines vom Herrn Oberkunstmeister **Braunsdorf** zu Freiberg auf einer dortigen Grube ausgeführten Göpels dieser Art ist.

AA ist die Turbine; auf der Welle derselben sitzt das gußeiserne Brandrad **BB** und das kleine

conische Triebrad C mit 20 Zähnen, welches in das große Getriebrad D D mit 108 Zähnen eingreift. Obgleich diese Turbine nur ein Gefälle von 14 Fuß hat, so ist dennoch die Umsetzung von $\frac{108}{20} = 5{,}4$ für einen vortheilhaften Gang der Maschine noch lange nicht hinreichend und ein zweites Vorgelege nöthig, welches die Umdrehungszahl noch weiter herabzieht, und aus den kleinen conischen Rädern F und F* mit je 13 Zähnen und dem größern Zahnrade G G mit 56 Zähnen besteht. Das erstere Räderpaar sitzt jedoch nicht fest auf der Welle E E des conischen Rades D D, sondern ist mit seiner conischen Höhlung um einen conischen Mantel drehbar, welcher auf dieser Welle festgekeilt ist; um aber die feste Verbindung zwischen E E und F F herzustellen, dienen die Muffe H H, welche sich mittelst der Rückgabeln K, L, K, L über die auf E E festsitzenden Federn a, a verschieben und mit ihren ausgezackten Köpfen der Räder F, F einrücken lassen. Jenachdem nun der Muff H in das Rad F oder der Muff H_1 in das Rad F eingerückt ist, wird das Zahnrad G und folglich auch der mit demselben auf derselben Welle sitzende Korb M M nach der einen oder der andern Richtung umgedreht. Durch diese Kuppelung wird die Anwendung eines Doppelrades mit entgegengesetzten Schaufelungen erspart. Das Rücken dieser Kuppelung erfolgt durch einen Drückel N, welcher um die feste Axe O drehbar und durch die Stange P mit den Rückgabeln verbunden ist. Der Brems Q des festen Korbes M M wird mittelst des Drückels R S und der Zugstange T auf die zu beiden Seiten dieses Korbes angebrachten Bremsscheiben aufgedrückt; der Brems Q des beweglichen Korbes hingegen läßt sich mittelst des Drückels R_1 O und der Zugstange S_1 T_1 andrücken. Zum Ein- und Ausrücken des Brem-

ses U U der stehenden Welle dient endlich noch der Drückel V, welcher sich um die liegende Welle W dreht und mit einer Klinke X versehen ist, die in eine horizontale Sperrstange greift.

§. 18.

Notizen über die schottische Turbine auf der Grube Fürst Victor, unweit Harzgerode am Harze.

Diese Turbine soll sowohl zur Förderung, als auch zur Wasserhaltung dienen, wird aber bis jetzt nur zu ersterer verwendet.

Es soll diese Turbine:

1) aus einer Tiefe von 132 Lachtern = 880 rheinl. Fuß gefüllte Erzkübel von 10 Ctr. Gewicht binnen 6 Minuten, also mit 2,44 Fuß Geschwindigkeit in der Secunde, zu Tage fördern, während zum Anschlagen und Ausstürzen der Erze 3 Minuten verwendet werden sollen. Das Lastmoment der Treiberei berechnet sich hiernach auf 161,333 Fußpfund;

2) aus einer Tiefe von 132 Lachtern nach dem in einer Tiefe von 32 Lachtern befindlichen Stollen, also 100 Lachter hoch, 5 Cubikfuß Wasser in der Minute heben. Es ergiebt sich hieraus das Lastmoment der Wasserhaltung zu $666 \cdot 7\frac{1}{2} \cdot 66 =$ 329,670 Fußpfund. Summirt man diese beiden Lastmomente, so erhält man die Summe von 491,003 Fußpfund. Addirt man hierzu die Reibung rc. mit 50 Proc., so stellt sich der effective Lastmoment auf 736,505 Fußpfund, welche einer Kraft von $22\frac{1}{2}$ Pferden entsprechen.

Die Seiltrommel soll bei 7 Fuß Durchmesser in der Minute 6,6 Umdrehungen, die Pumpen sollen 4,4 Hübe machen. Die Wasserhaltung sollen zwei

über einander liegende Druckpumpen besorgen, von denen also jede eine Capacität für Wältigung des ganzen Grubenwassers bekommen müßte. Bei der Annahme von $\frac{1}{8}$ Hubverlust haben die Pumpen mithin 9 Zoll Durchmesser und 3 Fuß Hub erhalten.

Hinsichtlich des Kraftmomentes der Turbinen Folgendes: Die disponible Gefällhöhe beläuft sich auf 76 Fuß rhein., die Endgeschwindigkeit der einfallenden Aufschlagewasser also auf 69 Fuß pro Secunde oder auf 4140 Fuß pro Minute. Da die vortheilhafteste Geschwindigkeit der Turbine 80 Proc. der theoretischen Ausflußgeschwindigkeit des Aufschlagewassers beträgt und der Turbinenkörper einen Durchmesser von 4 Fuß hat, so ist die Anzahl der Umdrehungen des Rades auf 264 Fuß pro Minute bestimmt worden. Den Nutzeffect desselben hat man zu 0,6 angenommen, so daß zur Bewältigung des Lastmomentes von 736,505 Fußpfund, bei der Gefällhöhe von 76 Fuß eine Aufschlagewassermenge von 244,7 Cubikfuß erforderlich ist, welche in 11 Zoll weiten Röhren zugeführt werden, um die Wasser zur Vermeidung von Kraftverlust nicht schneller als mit 6 Fuß Geschwindigkeit fließen zu lassen. Der Querschnitt der Ausflußöffnungen im Rade mußte daher der Fläche von 9,1 Quadratzoll entsprechen, oder jede der beiden Oeffnungen mußte bei 4,5 Zoll Höhe eine Breite von 1 Zoll erhalten.

Der Radkörper enthält zwei übereinander liegende Turbinen, deren je zwei Canäle eine entgegengesetzte gekrümmte Richtung haben. Jenachdem nun behufs der Förderung das Rad rechts oder links herumgehen soll, werden die unten eintretenden Aufschlagewasser mittelst Oeffnens von den, vor den Ausflußöffnungen der Canäle befindlichen Drehklappen durch die eine oder die andere Turbine geleitet, während die Klappe der Turbinen, welche nicht benutzt

werden soll, geschlossen bleibt. Die Regulirung dieser Klappen wird durch eine, auf der Turbinenwelle sitzende, bewegliche Hülse vermittelt, deren Bewegung durch Hebelvorrichtungen und Zugstangen von der Hängebank aus bewirkt wird. Von hier aus wird auch eine Bremse gehandhabt, welche behufs schnellen Hemmens des Rades an dessen Peripherie angebracht ist.

§. 19.

Das Turbinenzeug auf Churprinz Friedrich August Erbstolln bei Freiberg.

Diese Turbine ist vom Oberkunstmstr. Schwammkrug nach Art der auf S. 184 rc. construirt und im Freiberger Jahrbuche für den Berg- und Hüttenmann, auf 1853, S. 241, beschrieben und abgebildet. Das benutzte Gefälle beträgt jetzt 147 Bergfuß (à $\frac{2}{7}$ Meter), wird aber später 166,3 Fuß betragen. Die Maschine ist der Reserve wegen für 550 Cubikfuß Aufschlag pro Minute gebaut, obwohl das normale Aufschlagsquantum sich nur auf 453 Cubikfuß bei'm kleinern belaufen soll. Die Turbine ist eine Schwammkrug'sche, mit einer partiellen Beaufschlagung und horizontaler Welle, hat 8 Fuß Durchmesser, 13 Zoll Schaufelkranzbreite, 6 Z. lichte Weite und macht bei'm höhern Gefälle 126,5, bei'm kleineren 119 Umdrehungen pro Minute. Von der Turbinenwelle aus wird die Bewegung auf eine Vorgelegewelle und von da auf eine hohle gußeiserne Krummzapfenwelle übertragen. Das Getriebe an der Turbinenwelle hat 28 Zähne und 28 Zoll Theilrißdurchmesser; das damit im Eingriffe stehende Stirnrad der Vorgelegewelle 123 Zähne und 123 Theilrißdurchmesser; daneben sitzt ein Stirnrad von 21

Zähnen und $31\frac{1}{2}$ Zoll Theilrißdurchmesser, welches in das 88 Zähne und 132 Zoll Theilrißdurchmesser besitzende Rad der Krummzapfenwelle eingreift. Durch 2, um 180 Grad verwendete, Krummzapfen von 25 Zoll mechanischer Länge werden durch hölzerne, 24 Fuß lange Kurbelstangen zwei einfache Kunstkreuze bewegt, an deren Lastarm die $75\frac{3}{4}$ Grad fallenden Schachtgestänge angeschlossen sind. Bei 330 Cubikfuß Aufschlag pro Minute, 147 Fuß Gefälle, $6\frac{1}{2}$ Hüben des Gestänges und vollgießenden Sätzen stellt sich der Wirkungsgrad des Turbinengezeuges zu 0,453 heraus, wenn bei gut geliderten Kolben, wie hier, die effective Hubwassermenge zu 0,85 der theoretischen angenommen wird.

§. 20.

Die Turbine von de Canson in d'Annonay

ist ein Tangentialrad mit innerer Beaufschlagung, wie bei den Schwammkrug'schen Turbinen. Die Welle steht vertical und ist in zwei Halslagern aufgehängt. Ein eigentliches Fußlager ist nicht vorhanden. Das untere Halslager vertritt dasselbe und besteht aus zwei, zu beiden Seiten der Welle aufgestellten, an horizontalen Achsen steckenden, cylindrischen Scheiben, auf deren Umfang ein am Umfange der Welle vorspringender Halsring aufruht.

§. 21.


Schottische Turbine von dem französischen Ingenieur Goguel.

Der genannte Ingenieur construirt sehr einfache und billige, aber auch wenige Haltbarkeit und nur

geringen Wirkungsgrad versprechende Turbinen schottischen oder Whitelaw'schen Systems auf folgende Weise: Er befestigt an der stehenden Welle eine aus Bretern zusammengesetzte Scheibe, in welche mit einer krummen Grathsäge Nuthen eingesägt werden; in einen hölzernen, ringförmigen Kranz werden eben solche Larven eingesägt und zwischen diesem Kranz und die den Bodenteller bildende Scheibe gekrümmte Blechschaufeln in der Weise eingesetzt, daß zwei, drei oder mehre Ausflußcanäle oder Schwungröhren entstehen. Der innere Rand des obern Kranzes wird durch einen gußeisernen Ring eingefaßt, welcher sich in einem eben solchen, die Einfassung des untern Endes des Einfallkastens bildenden Ringe reibt.

Druckfehler.

Seite 42, Zeile 8, von Oben, lies Figur 24, statt Figur 27 und muß auch noch bemerkt werden, daß diese Figur auf der Tafel II. gänzlich wegfällt und auf Figur 26 sogleich Figur 28 folgt.



Zu Harzers Turbinen.

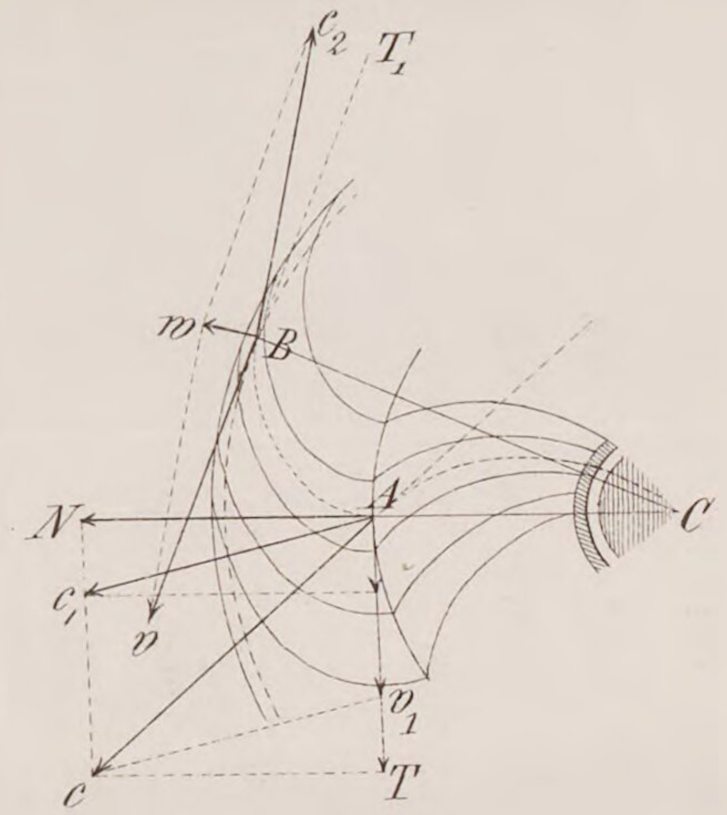


Fig. 30.

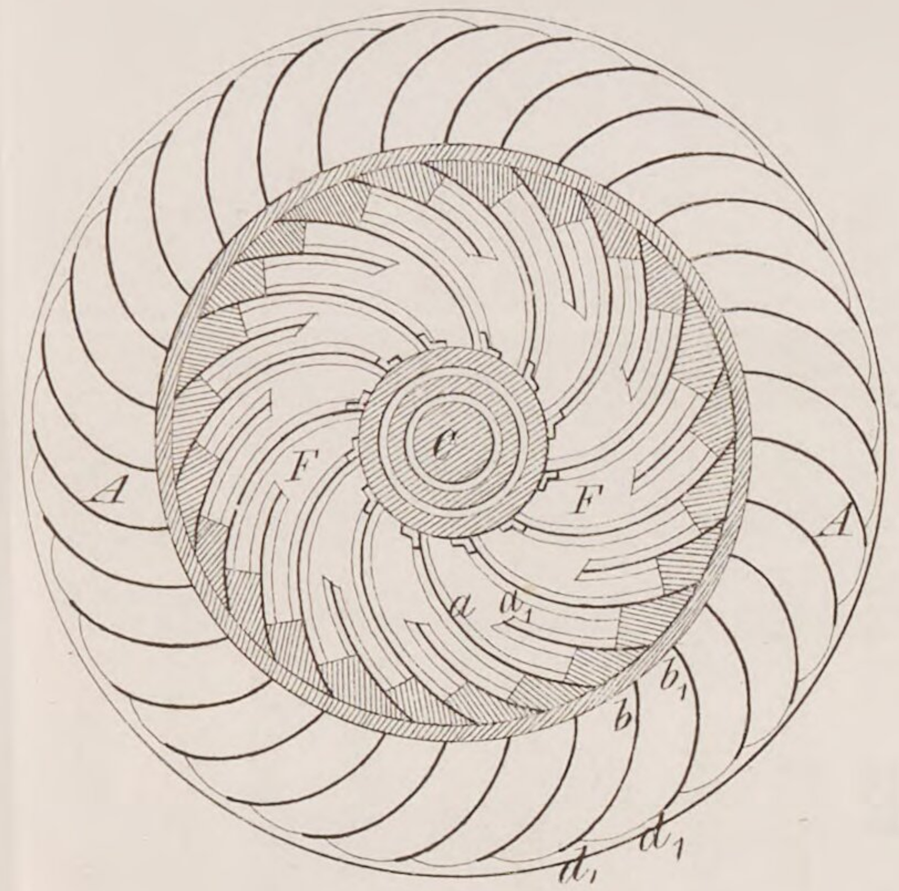


Fig. 25.a

Fig. 24.

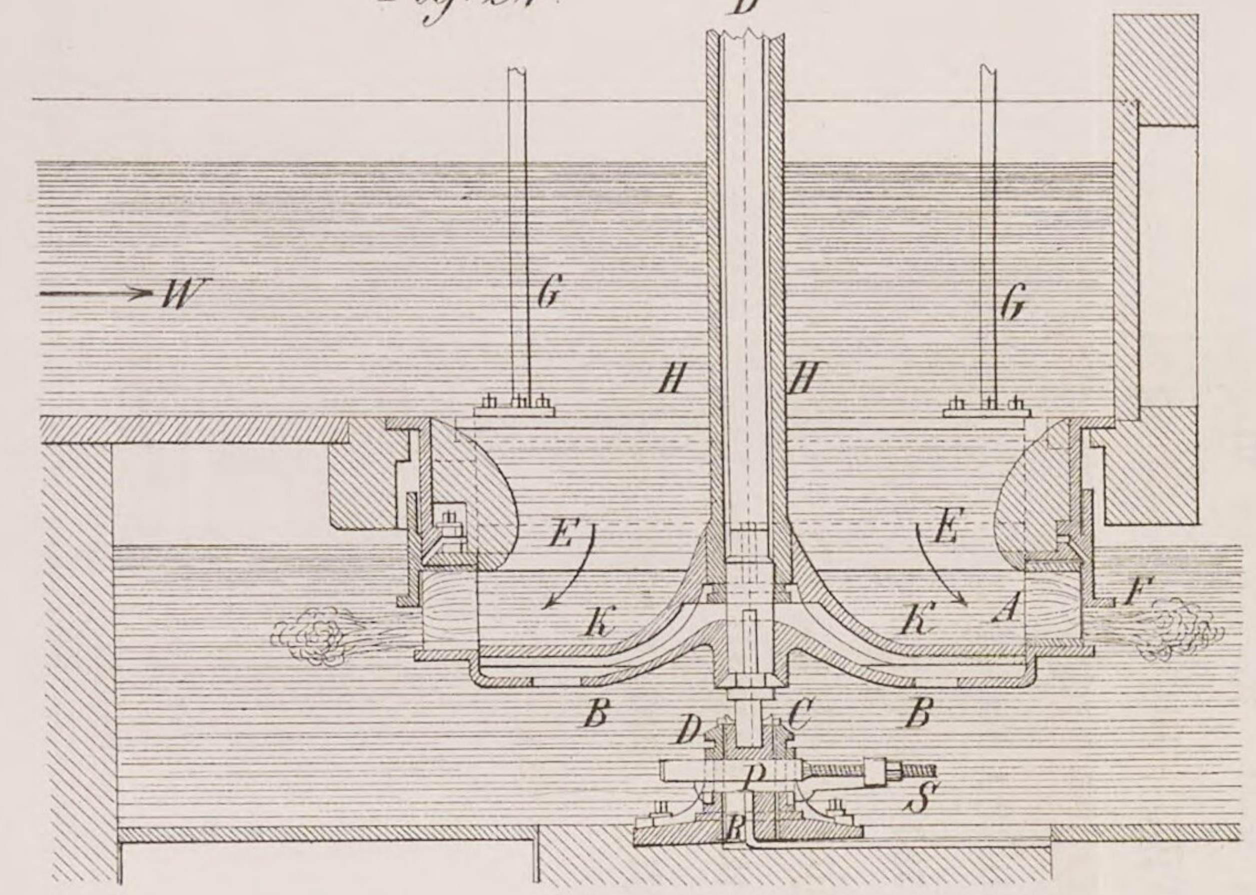


Fig. 31.

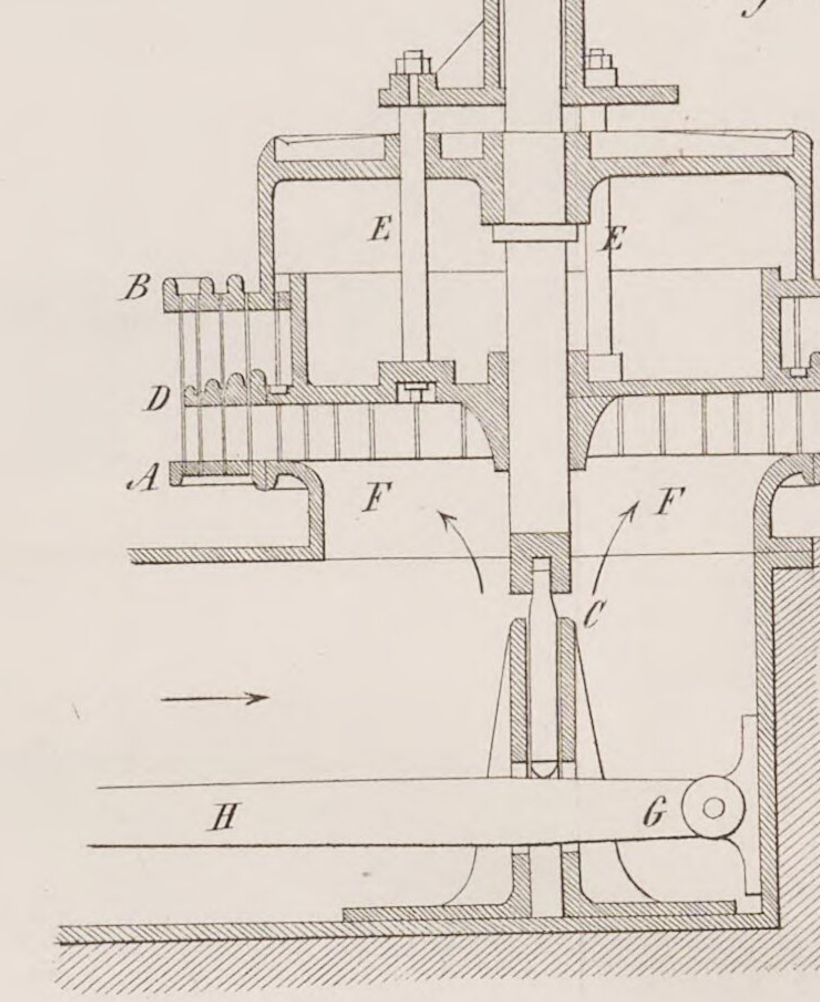


Fig. 25.

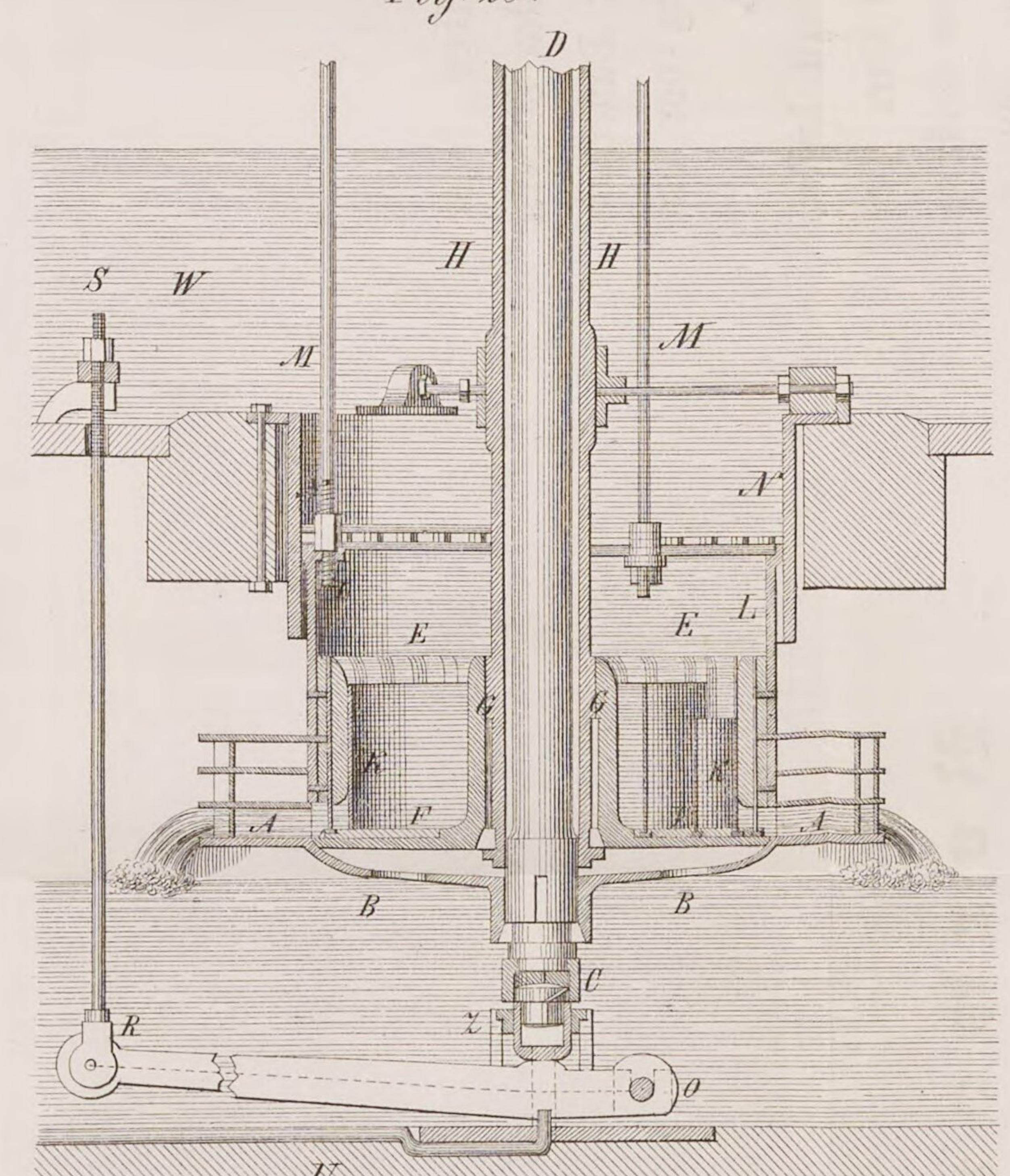


Fig. 26.

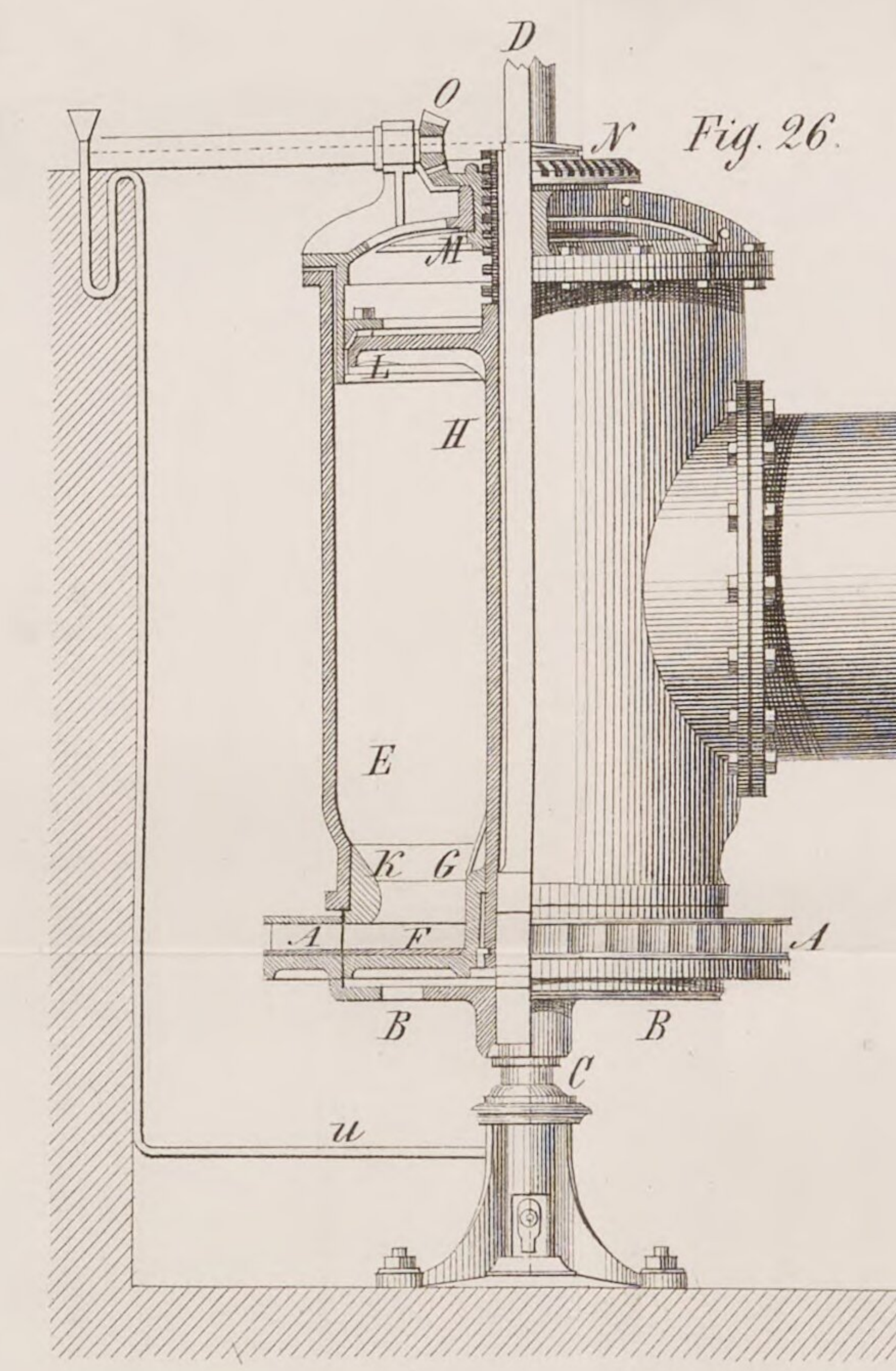


Fig. 23.

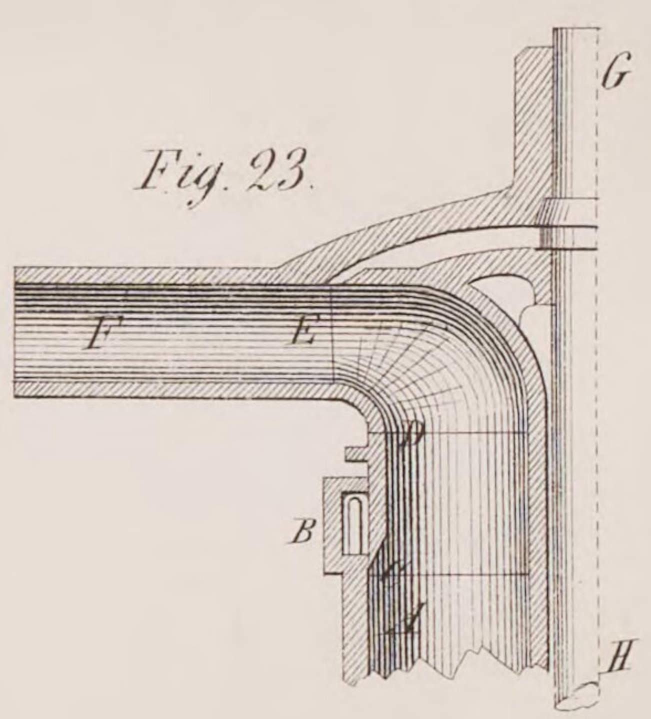


Fig. 29.

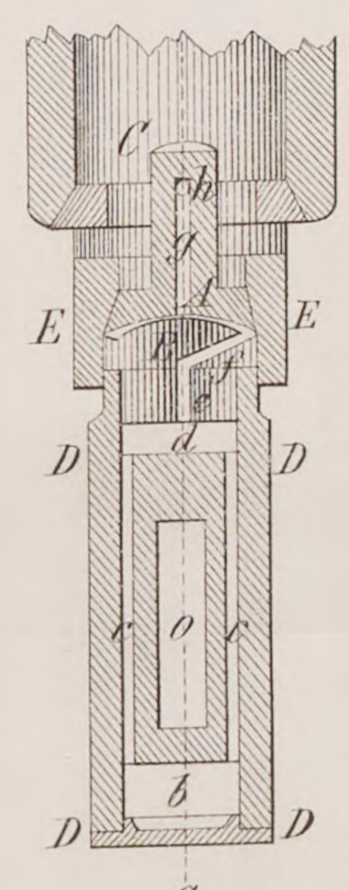
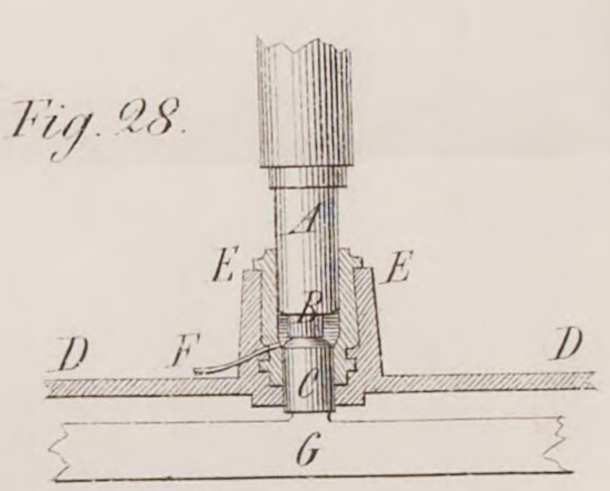



Fig. 28.





Zu Harzers Turbinen.

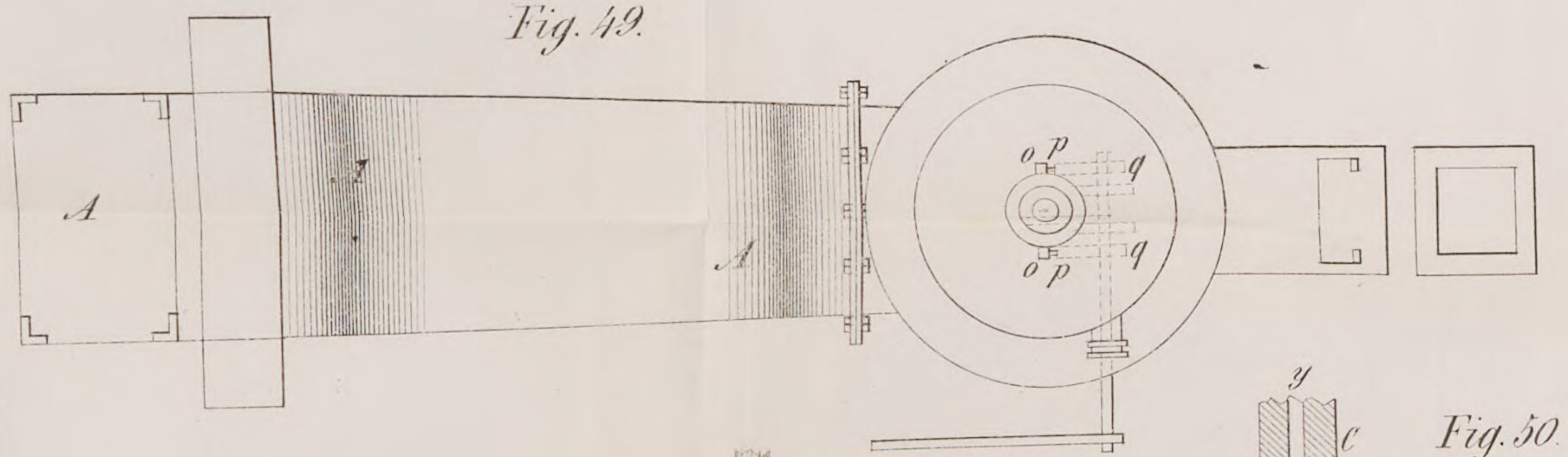


Fig. 49.

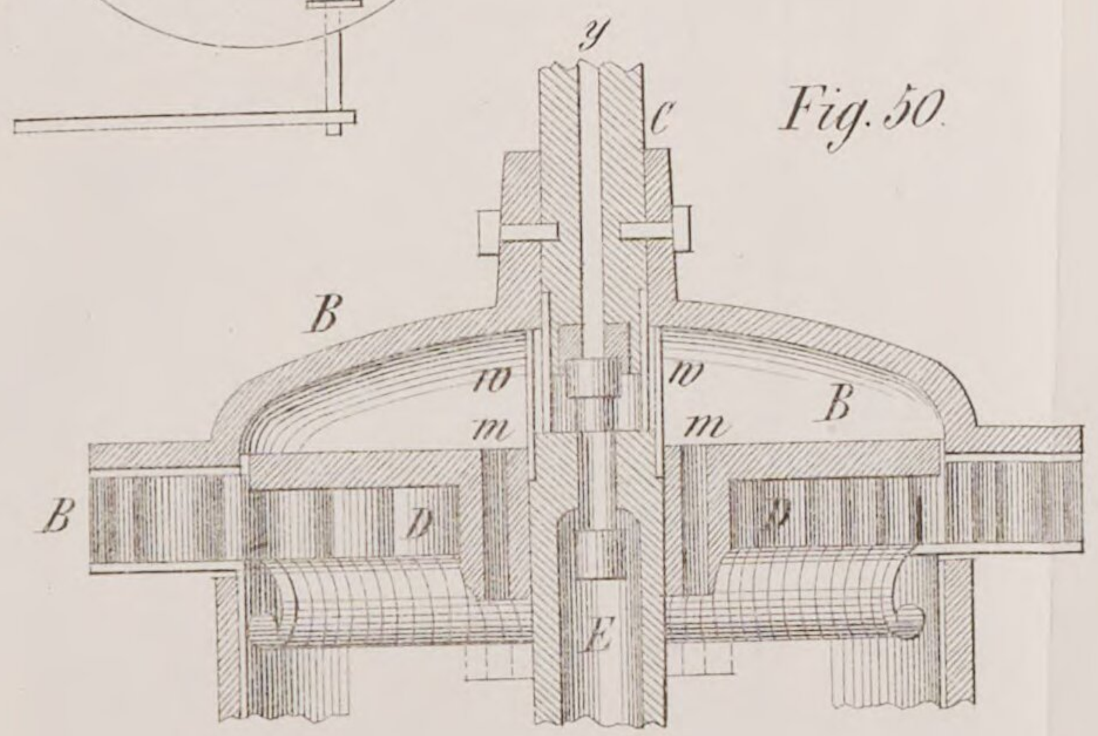


Fig. 50.

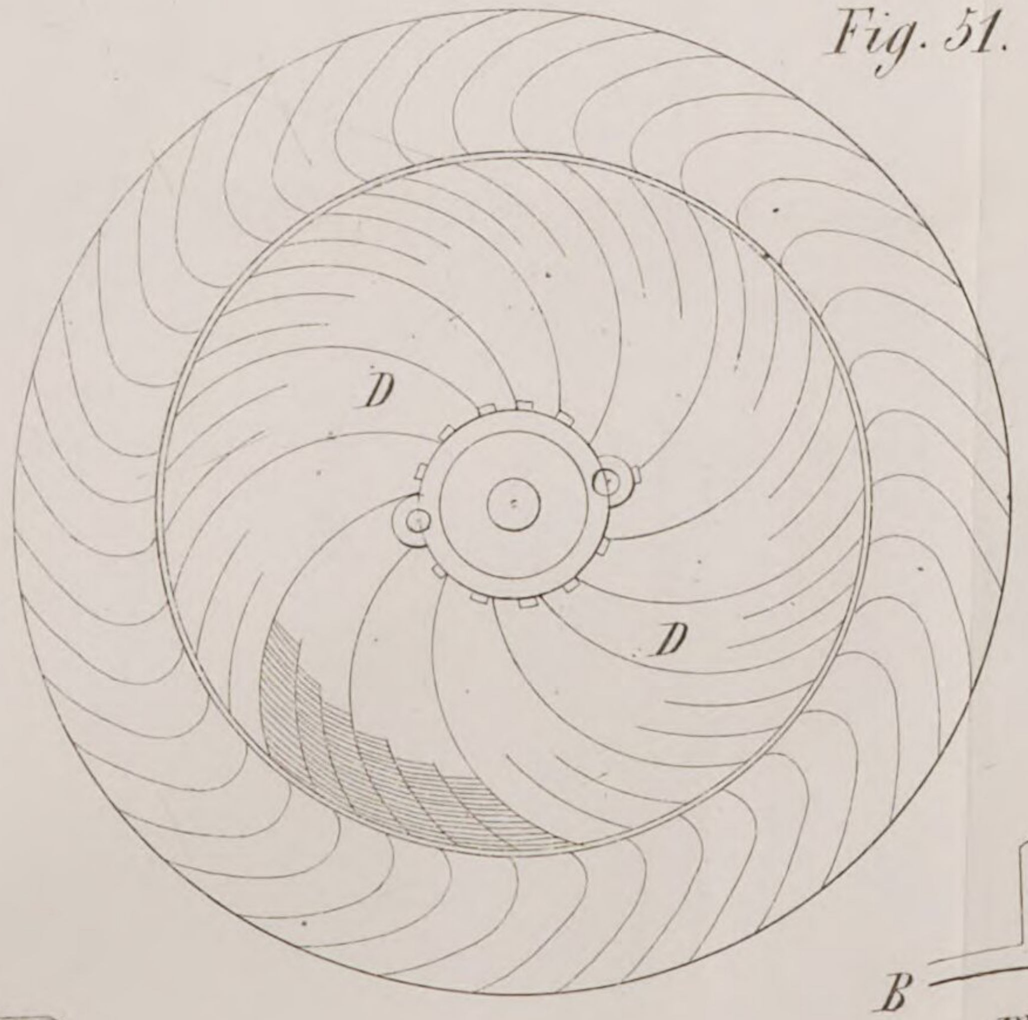


Fig. 51.

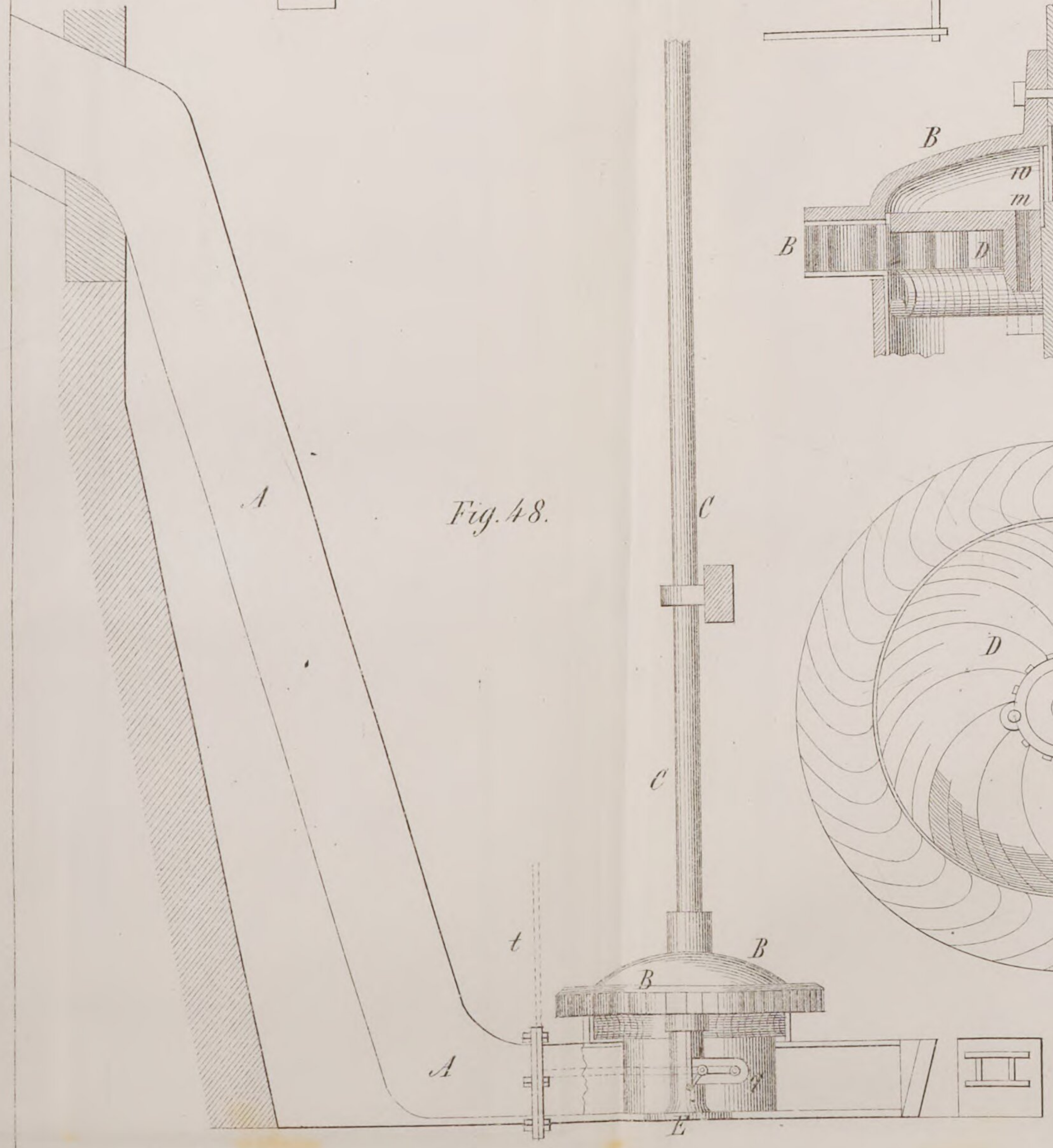


Fig. 48.

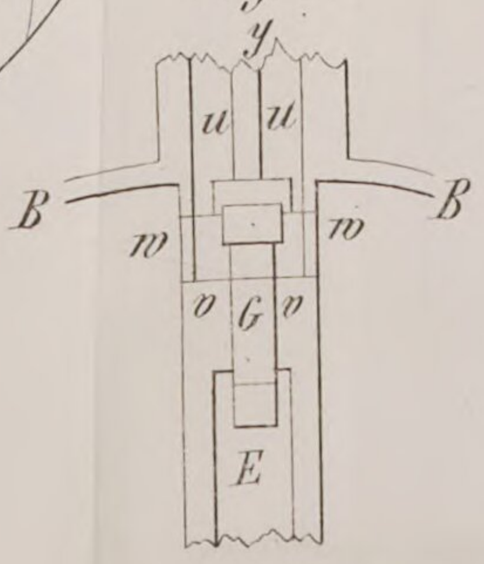


Fig. 52.

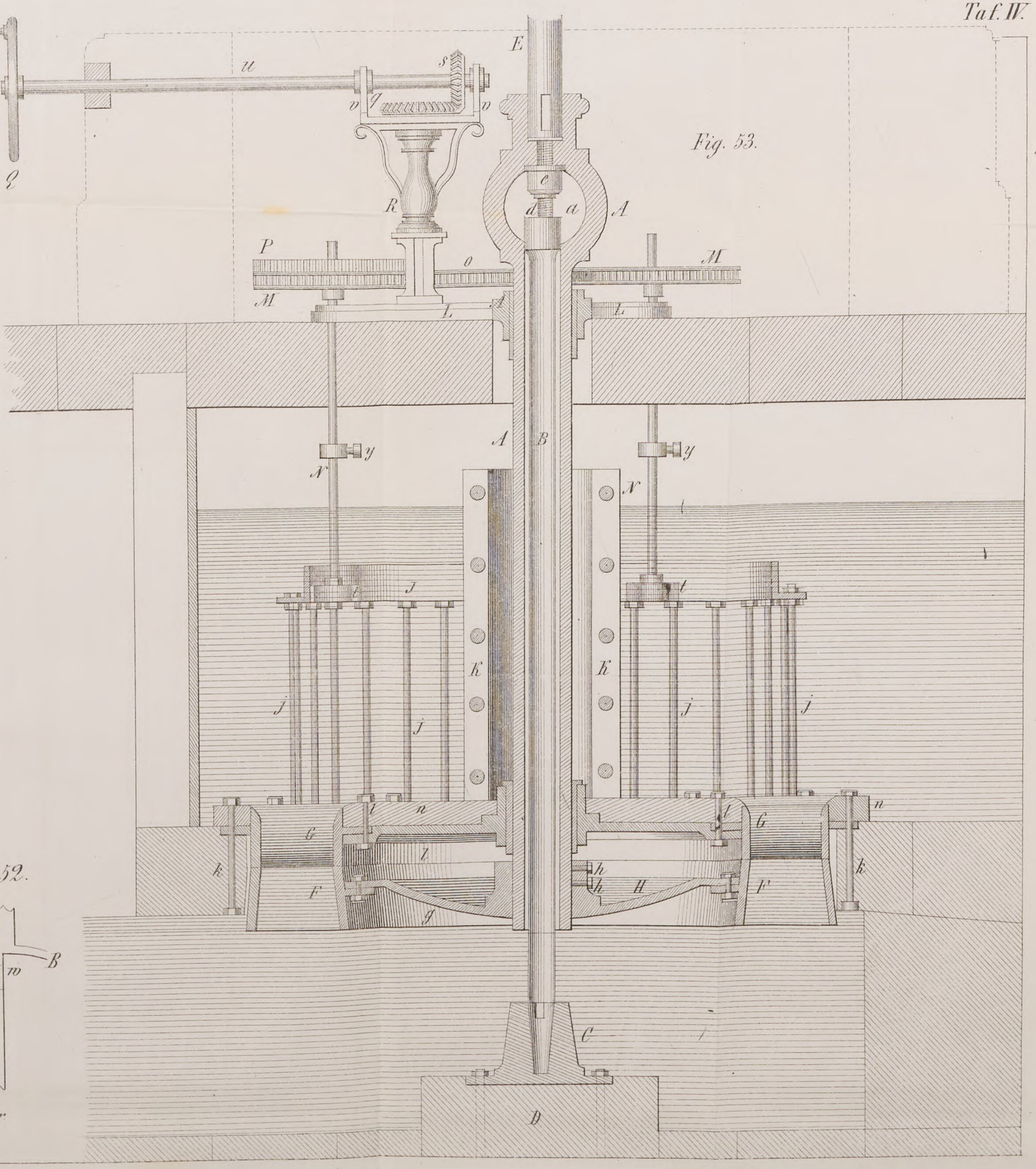


Fig. 53.

1 2 3 Meter

5 10

Fig. 62.

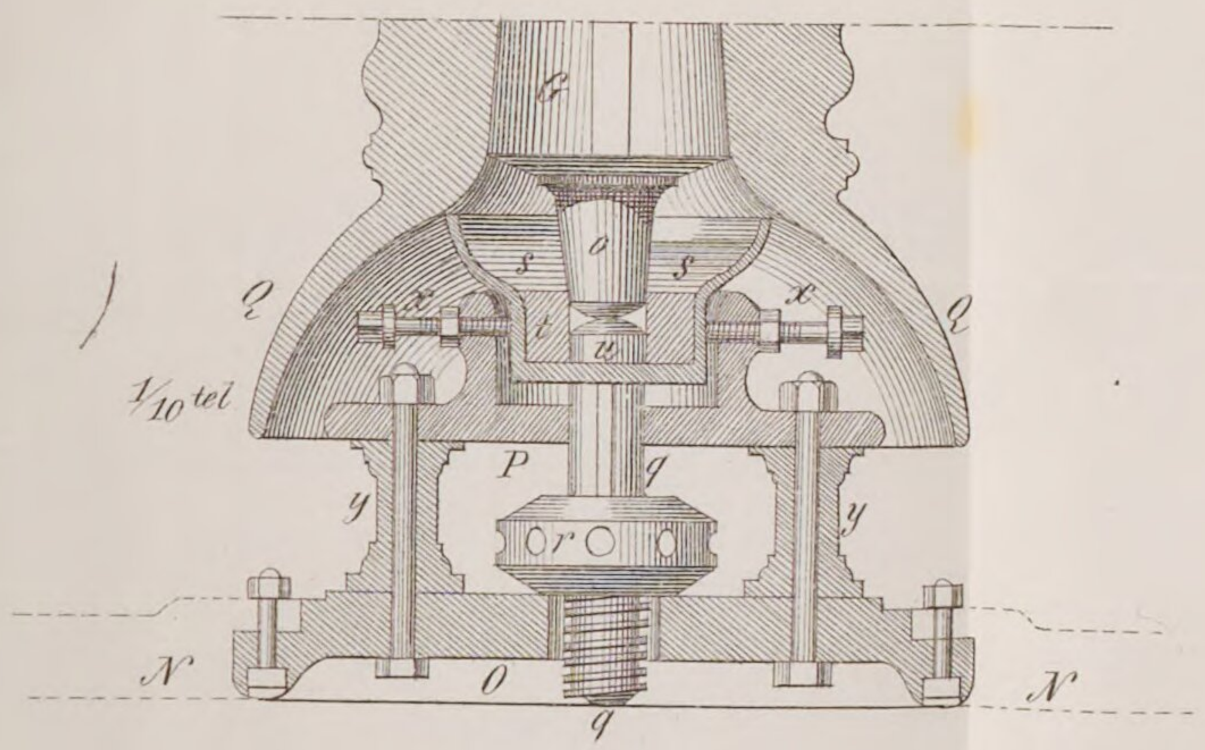


Fig. 64.

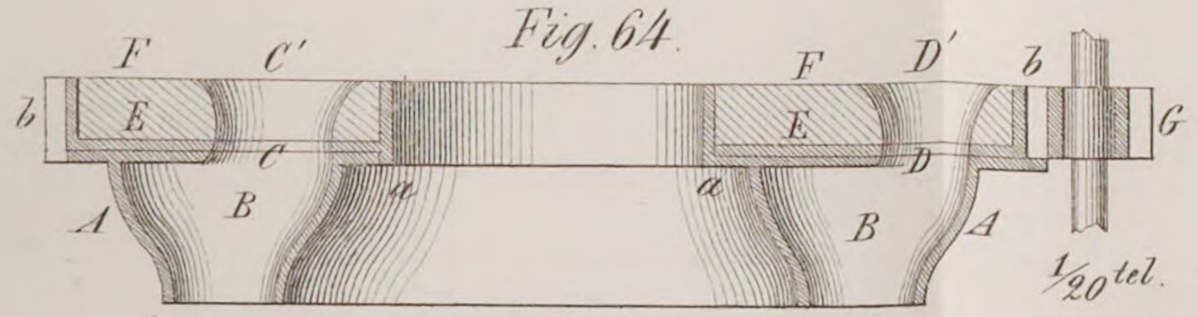


Fig. 63.

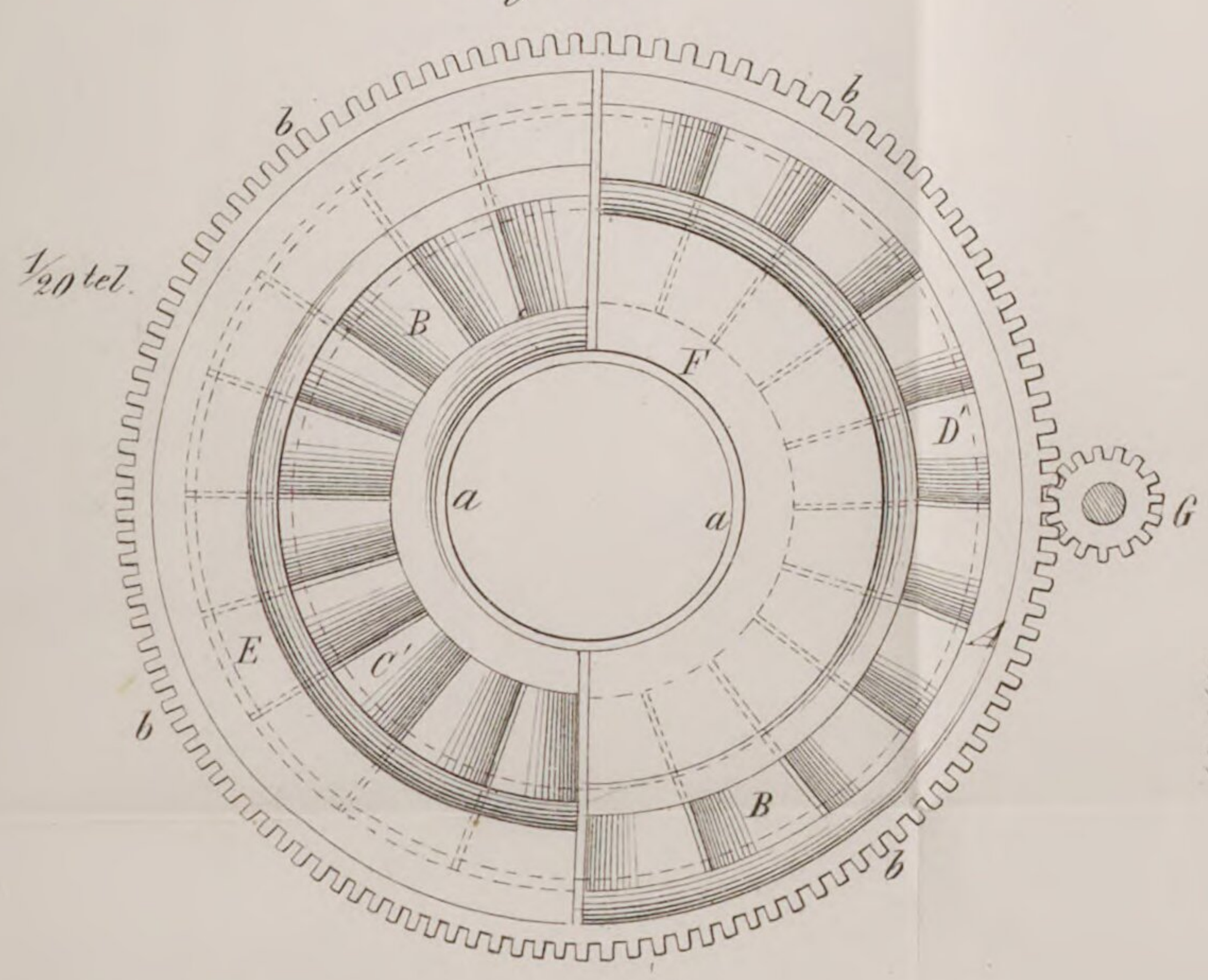


Fig. 67.

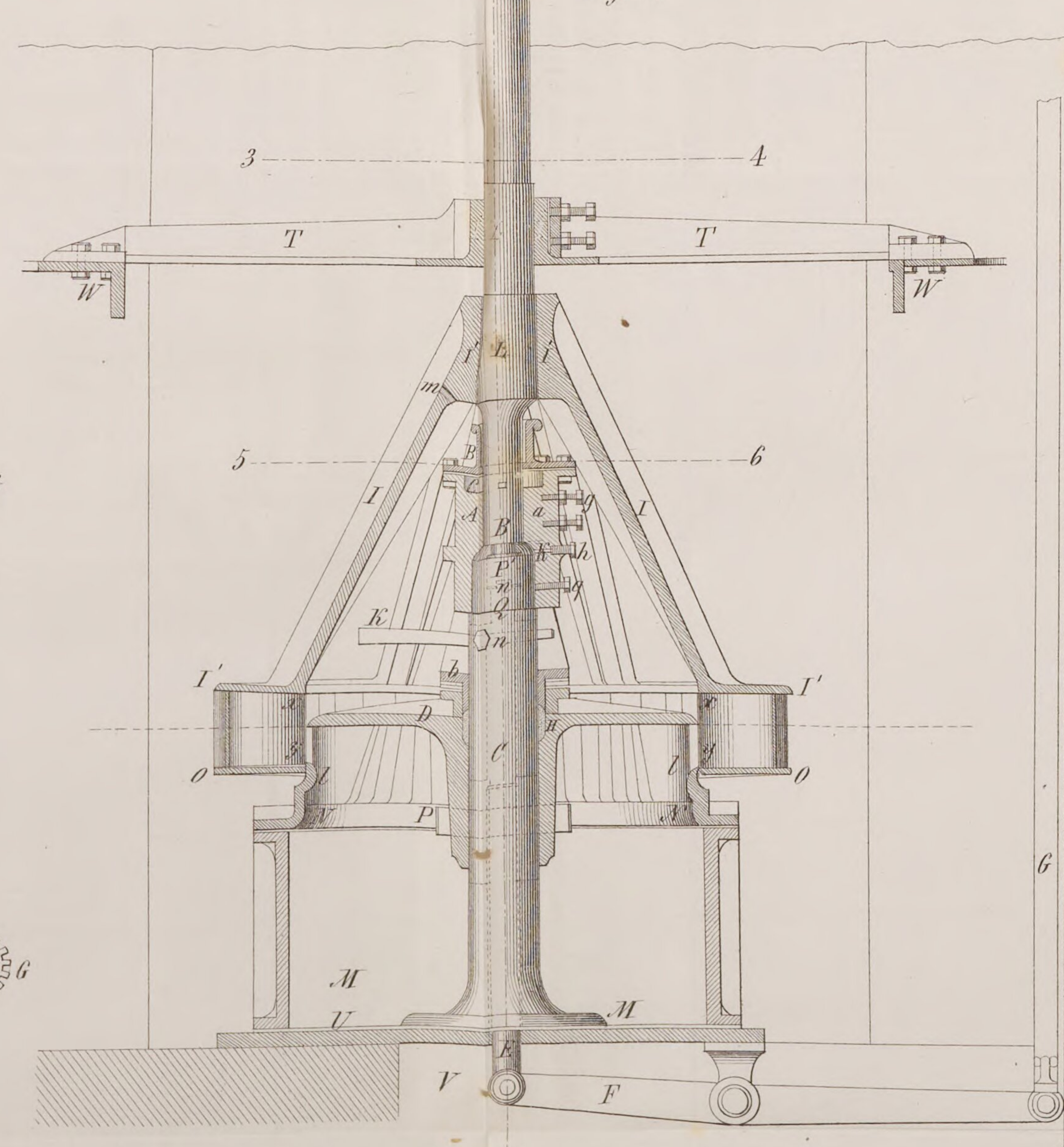
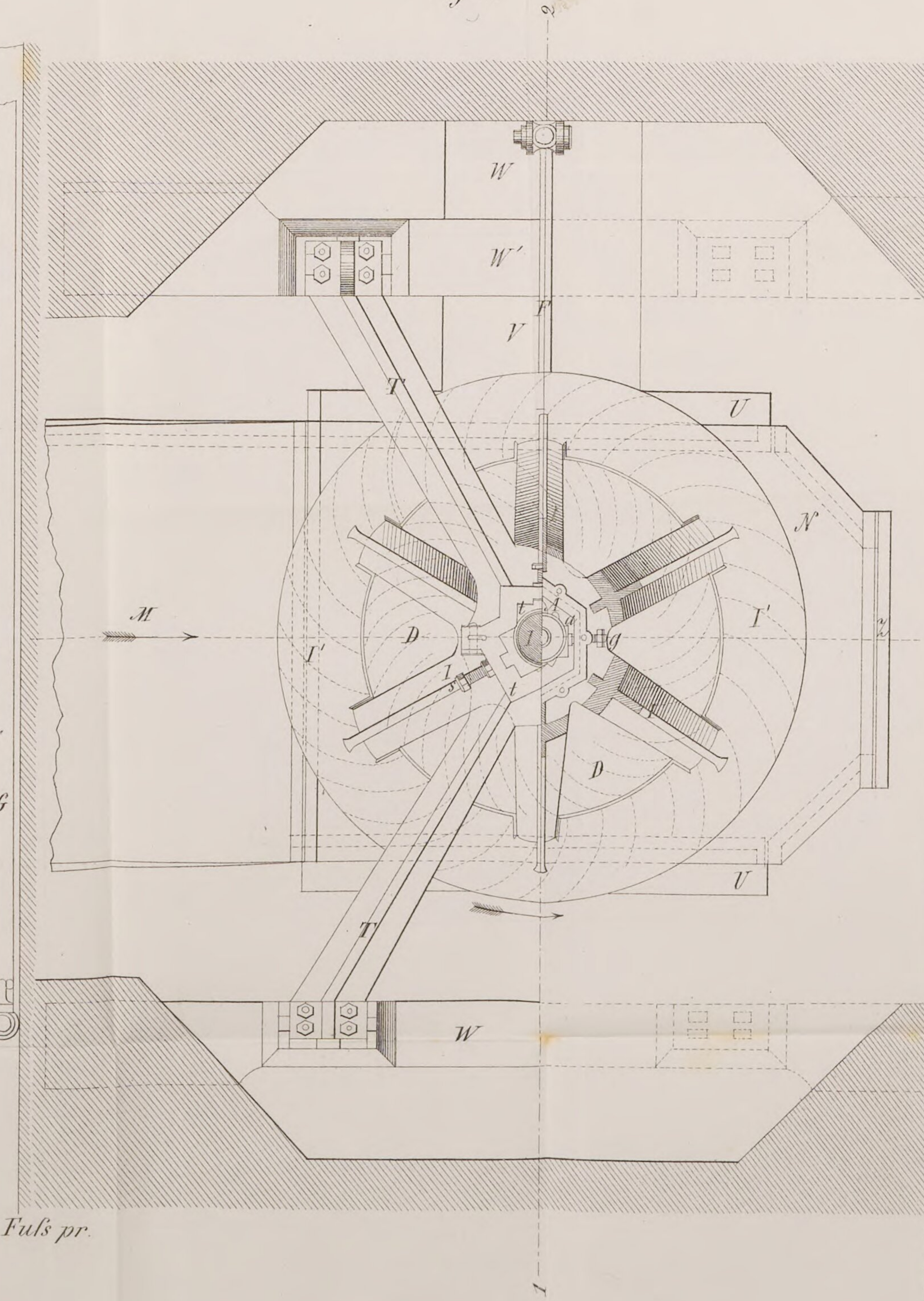
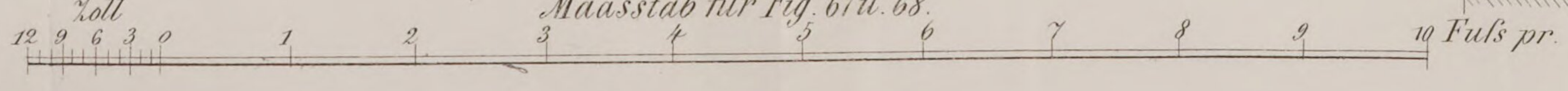


Fig. 68.



Maasstab für Fig. 67 u. 68.



Zu Harzers Turbinen.

Fig. 71.

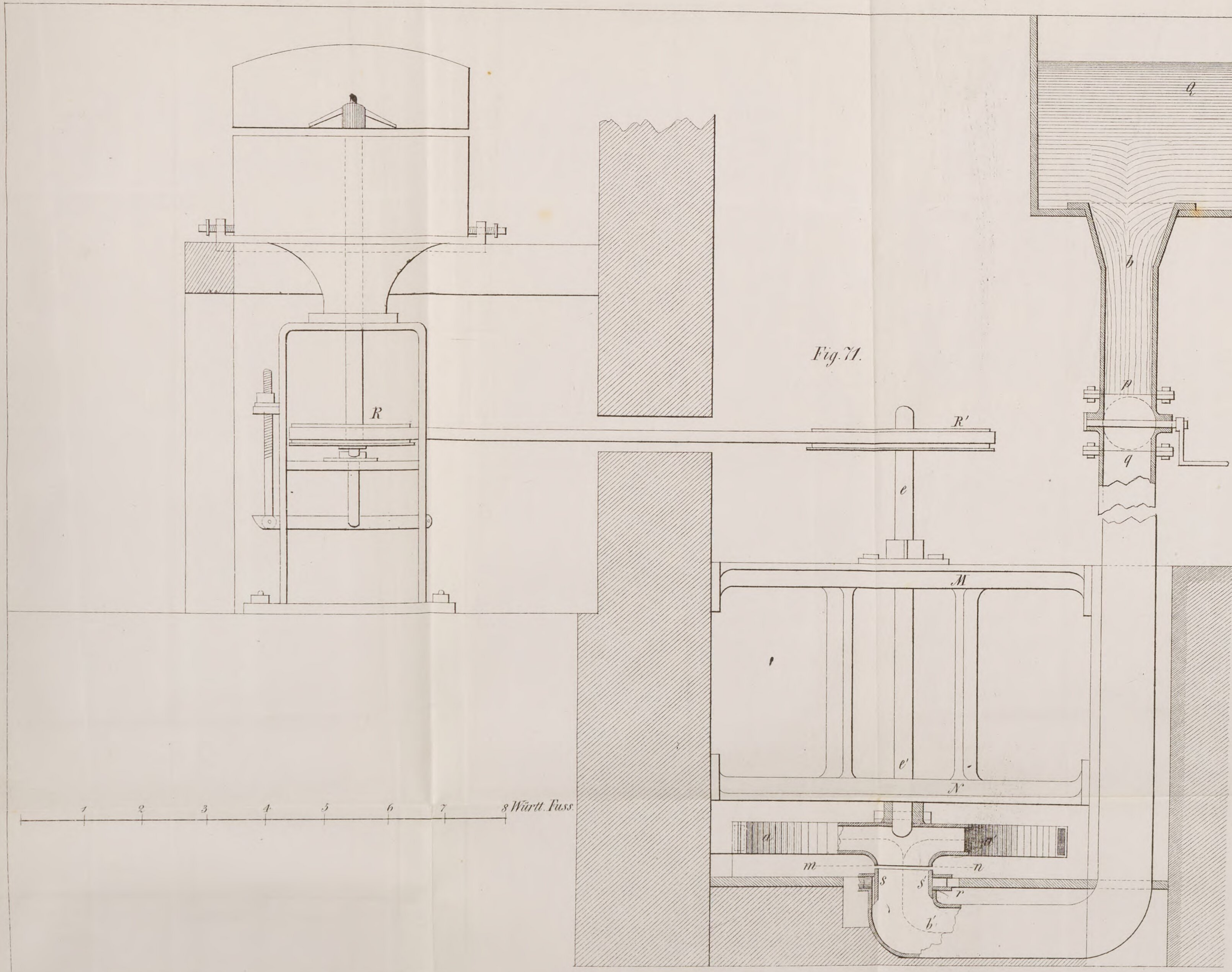


Fig. 76.

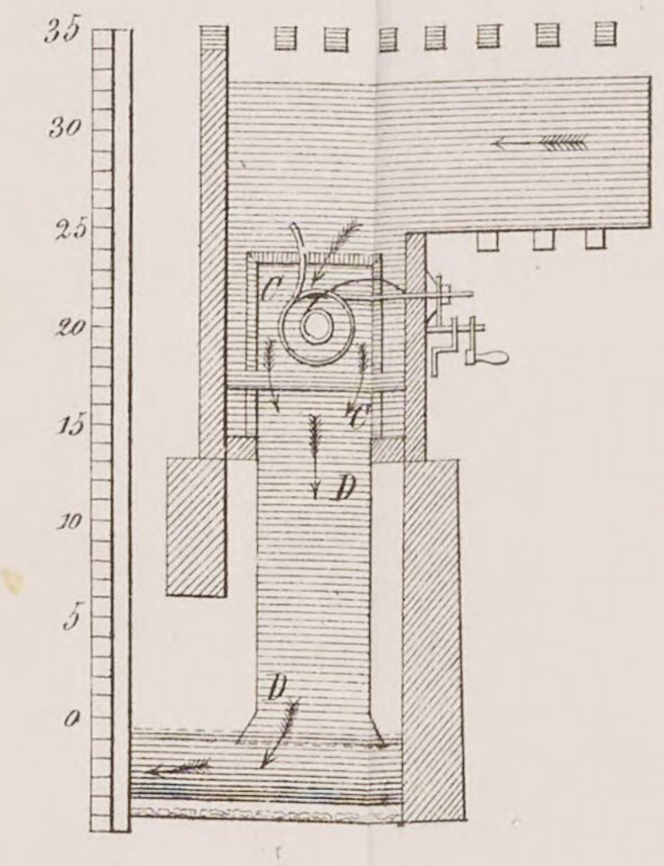
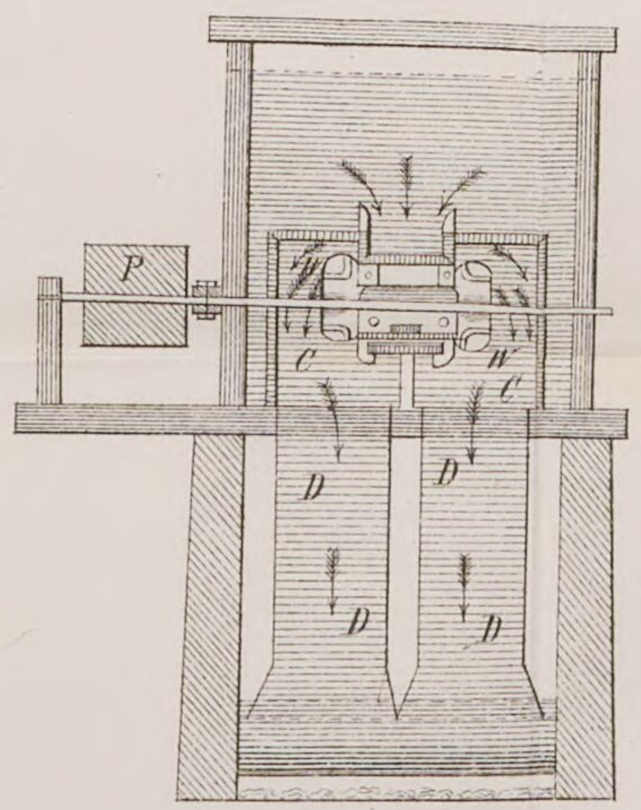
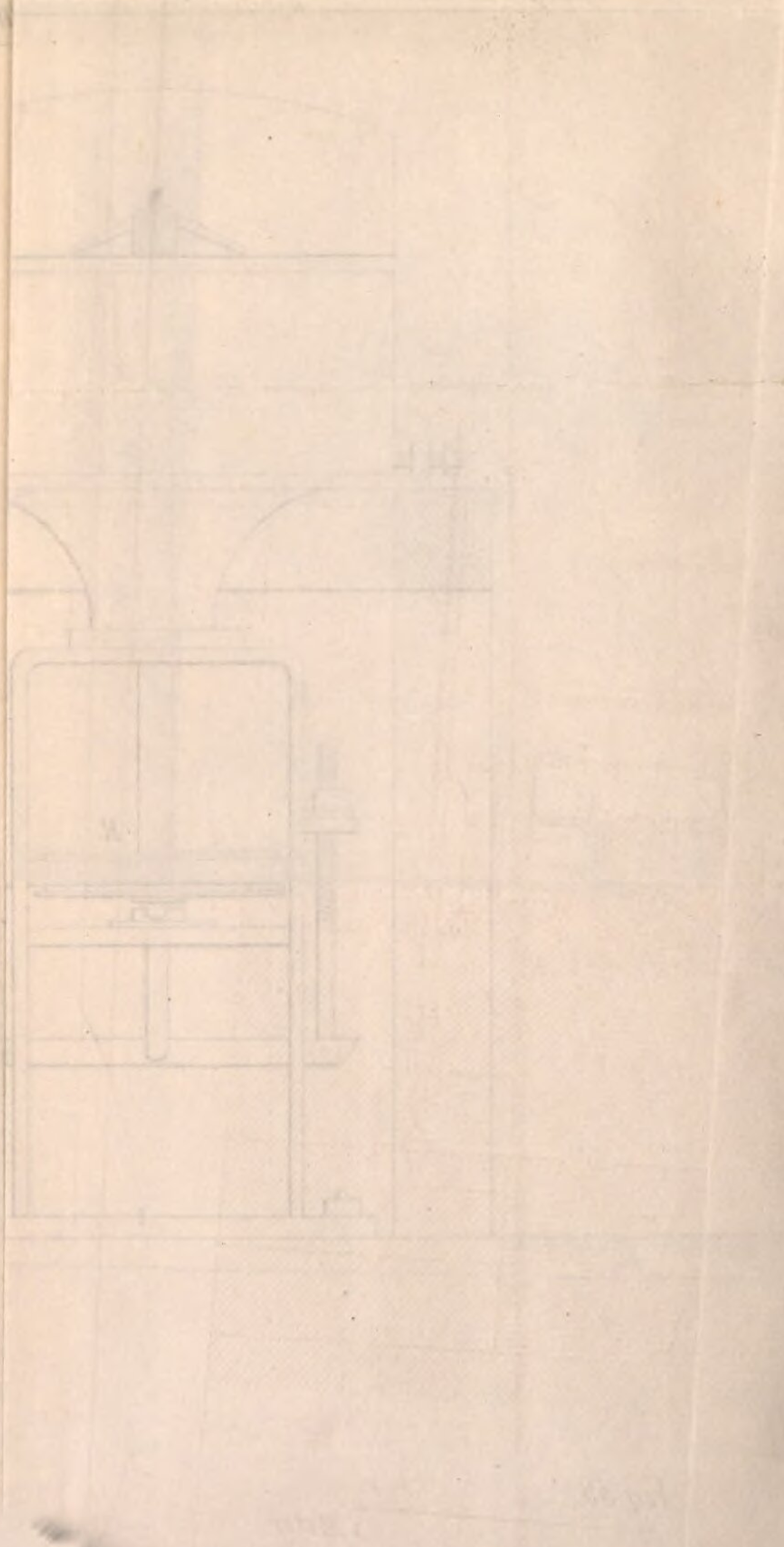


Fig. 77.



Zu Harzers Turbinen.



Fig. 54.
Fig. 56.
Fig. 57.
Fig. 60.
Fig. 61.
Fig. 58.
Fig. 55.
Fig. 59.
1/40 tel
1/30 tel
Maasstab zu Fig. 60 u. 61.
0
1
2
3 Meter
Maasstab zu Fig. 59.
0
1
2
3 Meter.

Fig. 65.

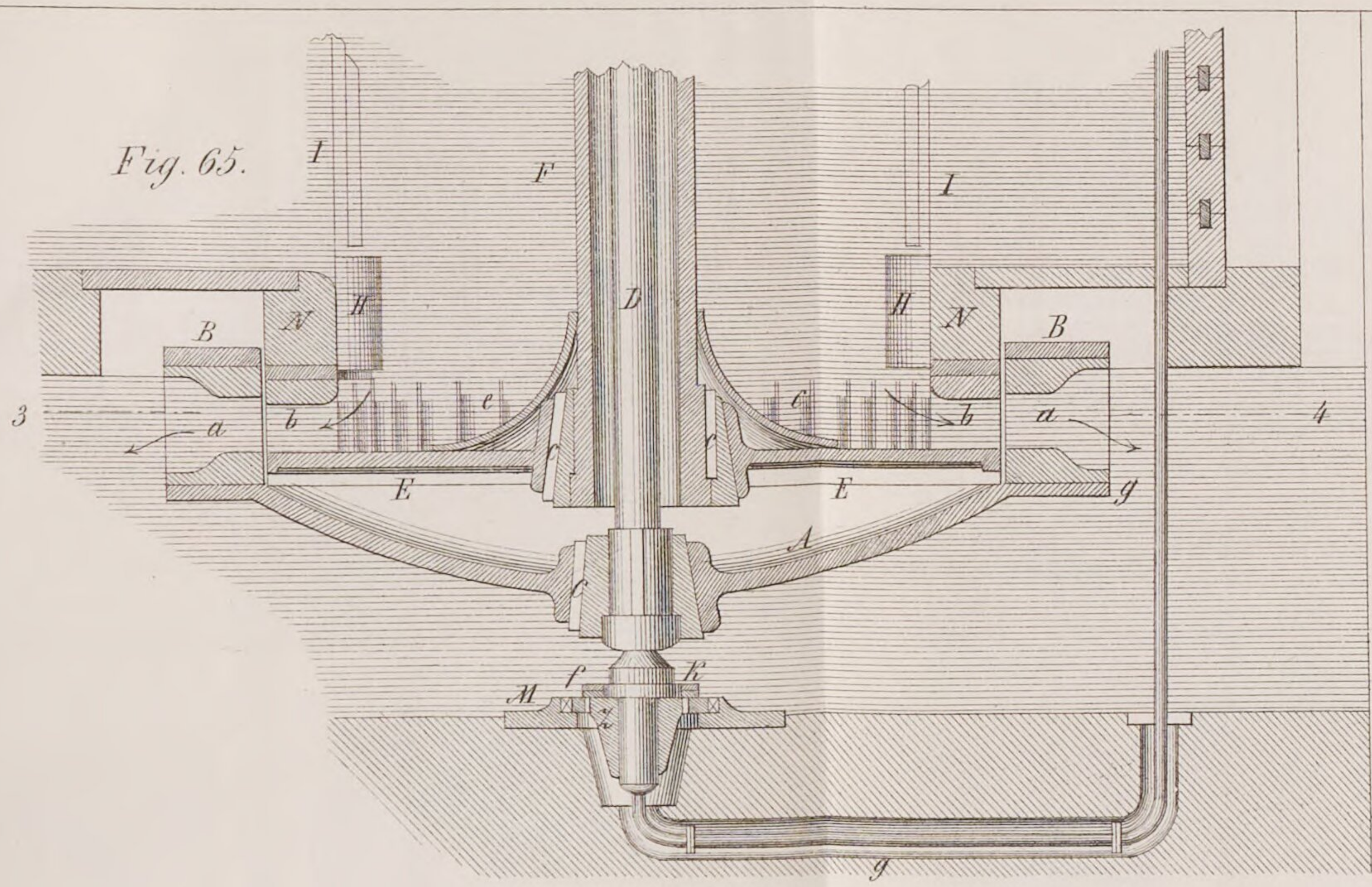


Fig. 66.

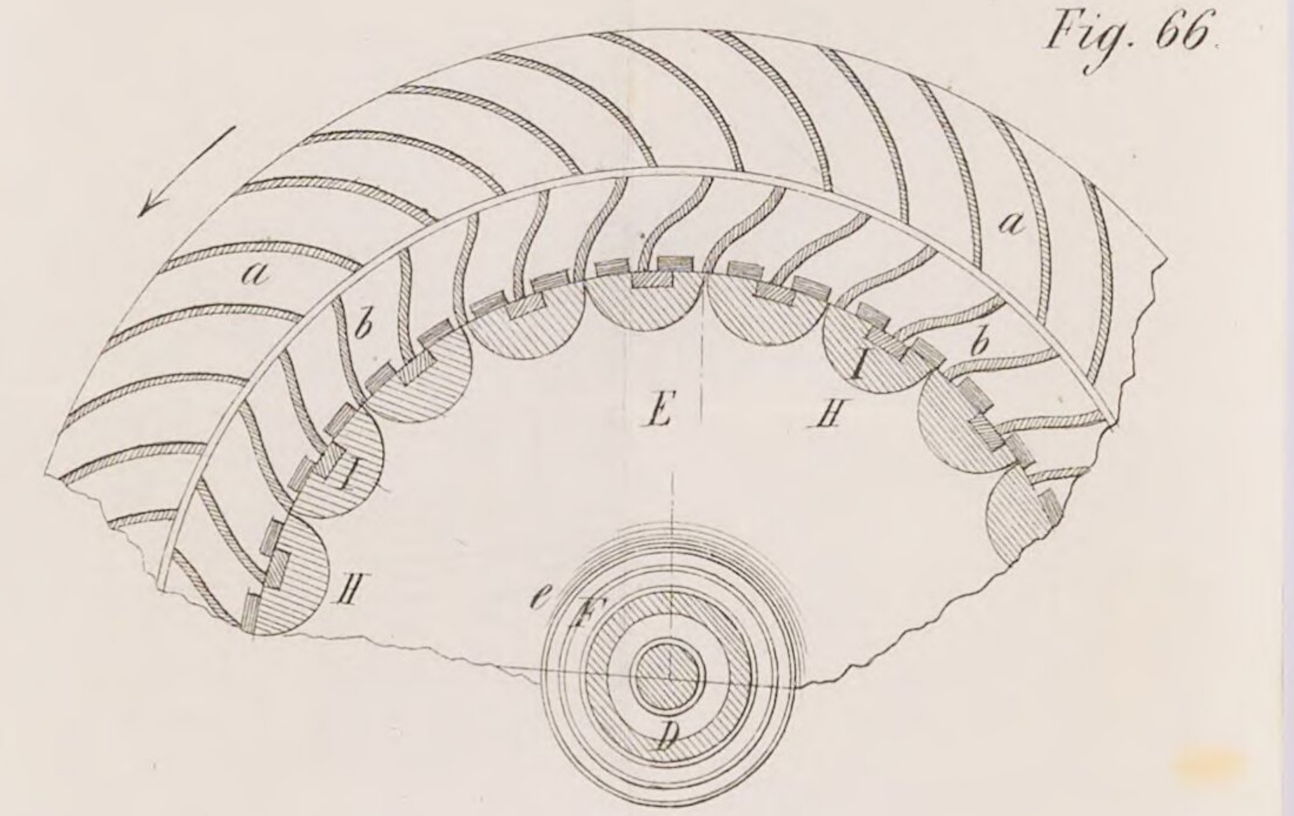


Fig. 69.

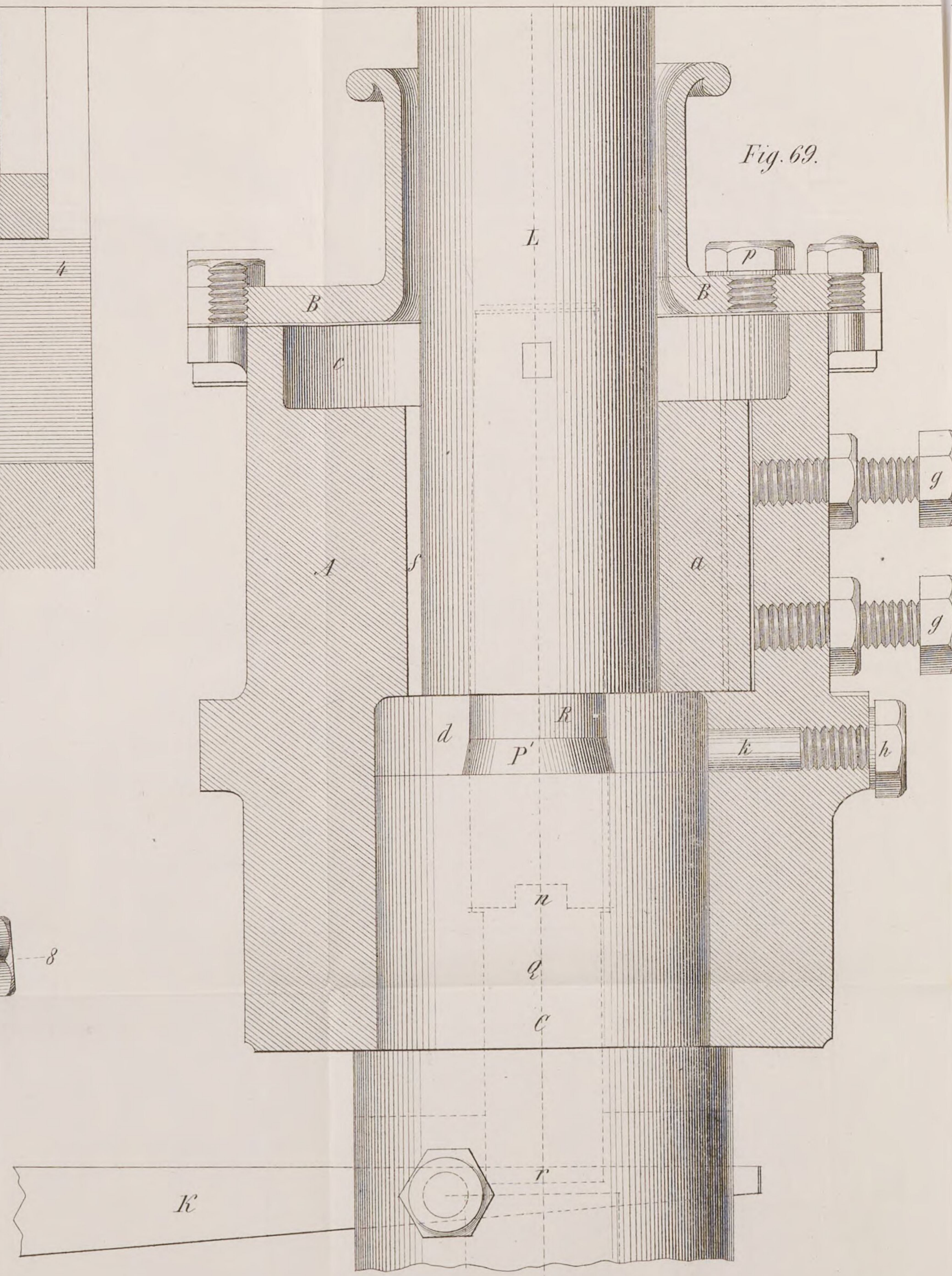


Fig. 72.

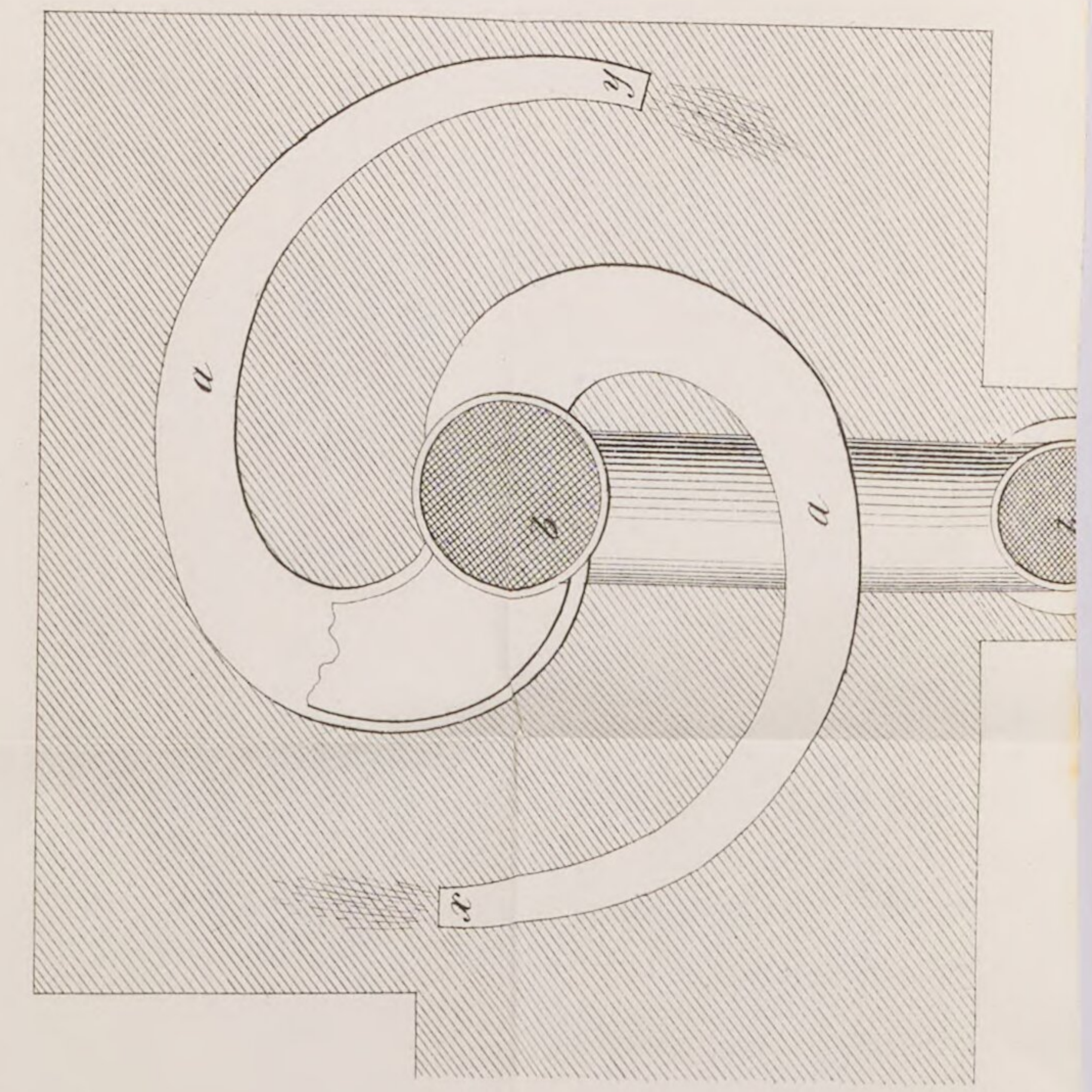
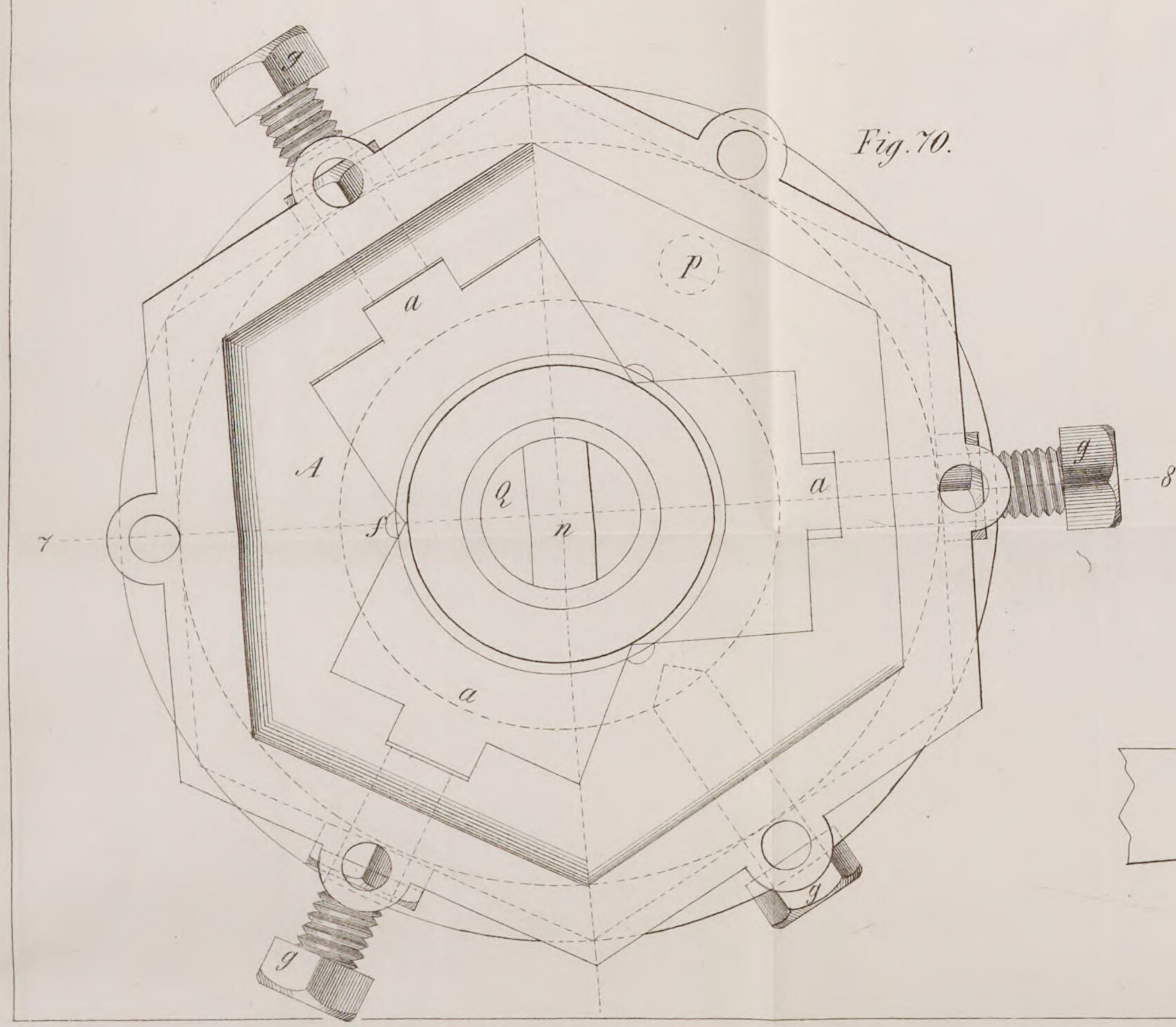



Fig. 70.



Maasstab für Fig. 69 u. 70.

12 Zoll pr. 9 6 3 0 1 Fuss.



Taf. IX.


Fig. 61.

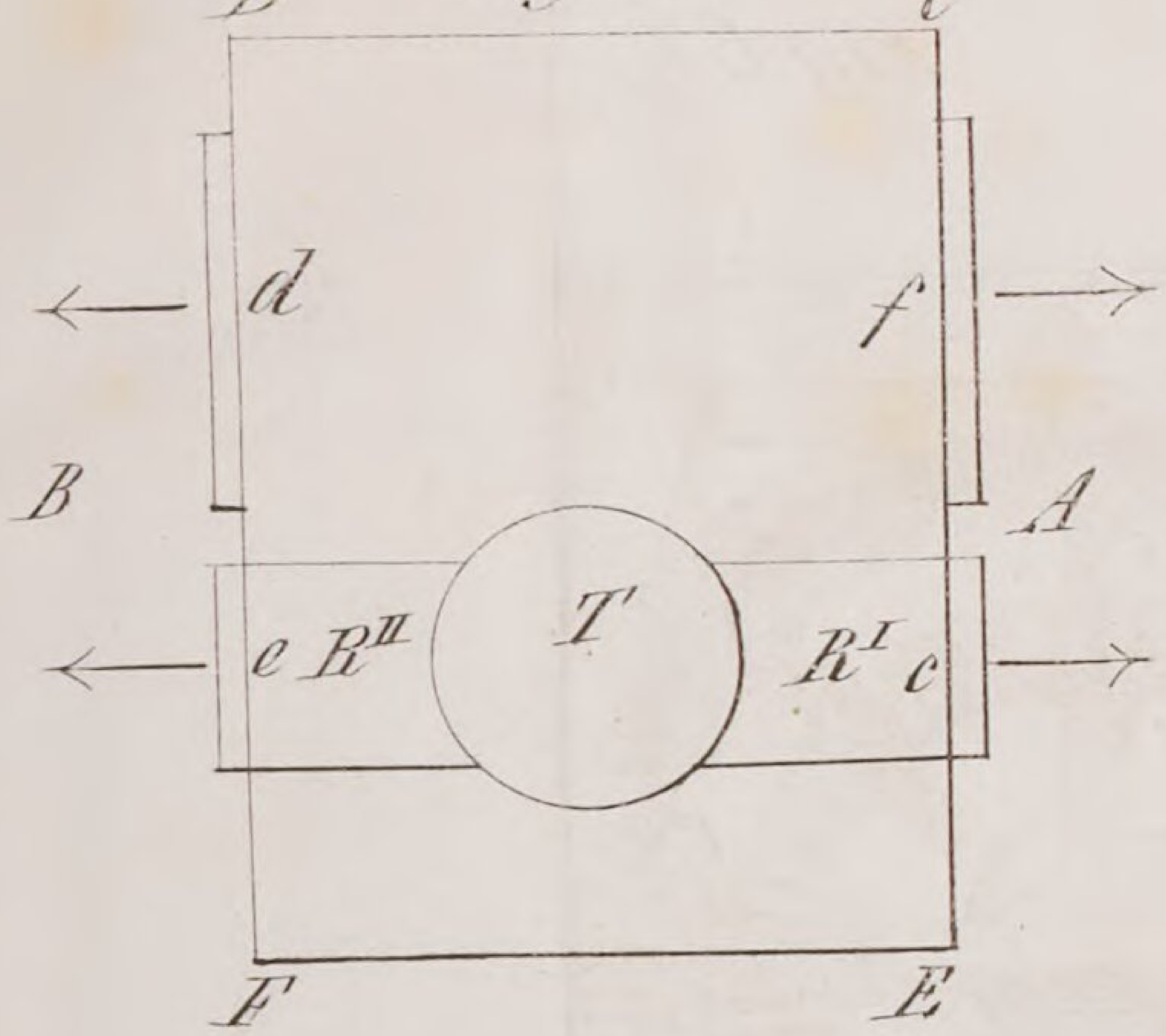


Fig. 62.

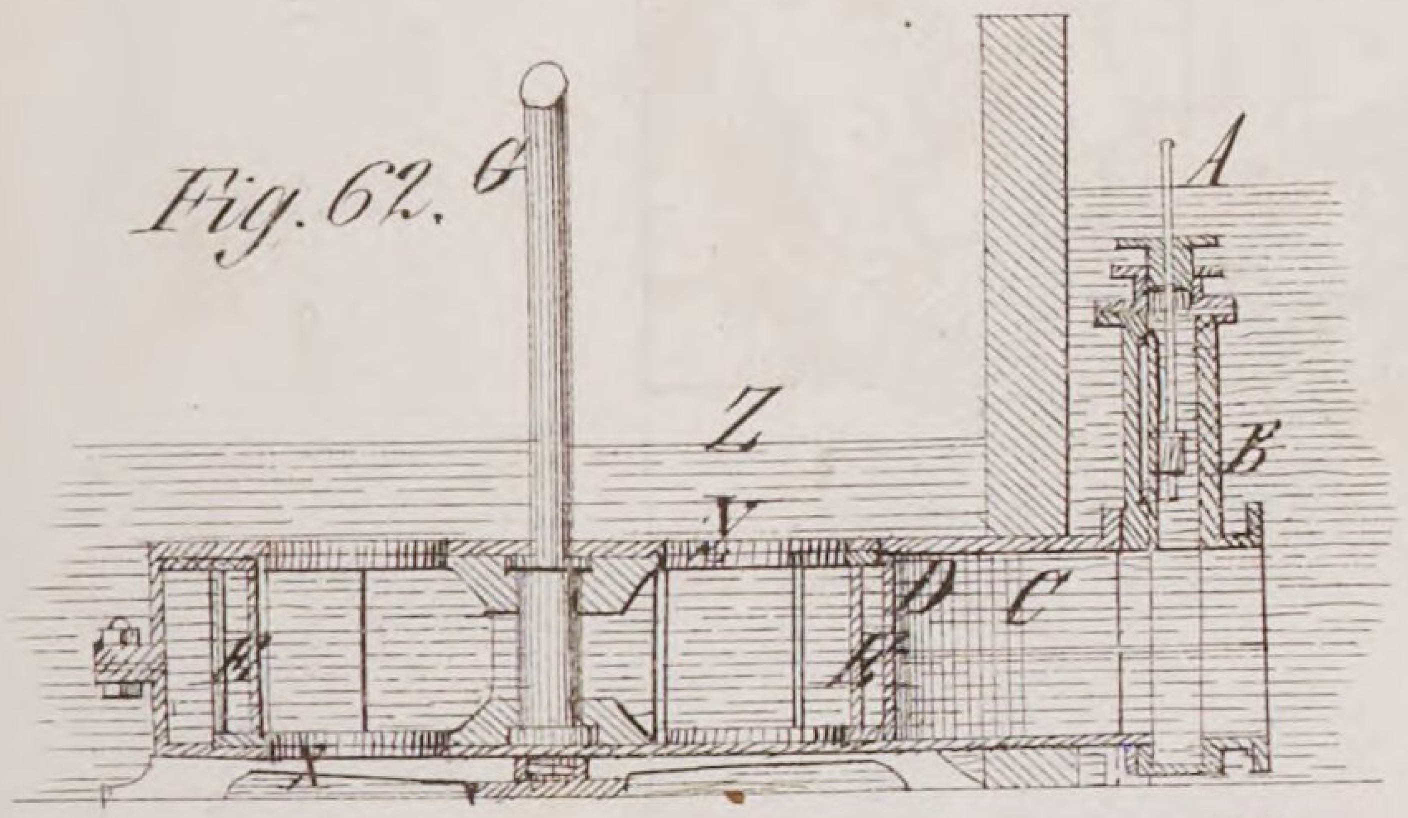


Fig. 63.

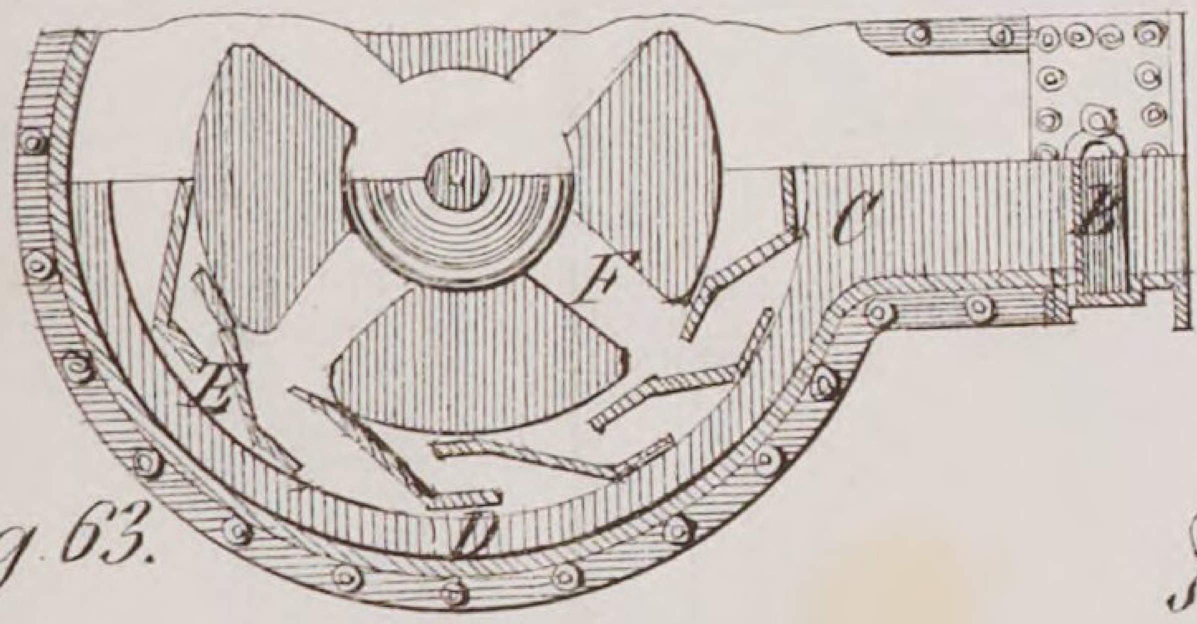


Fig. 64.

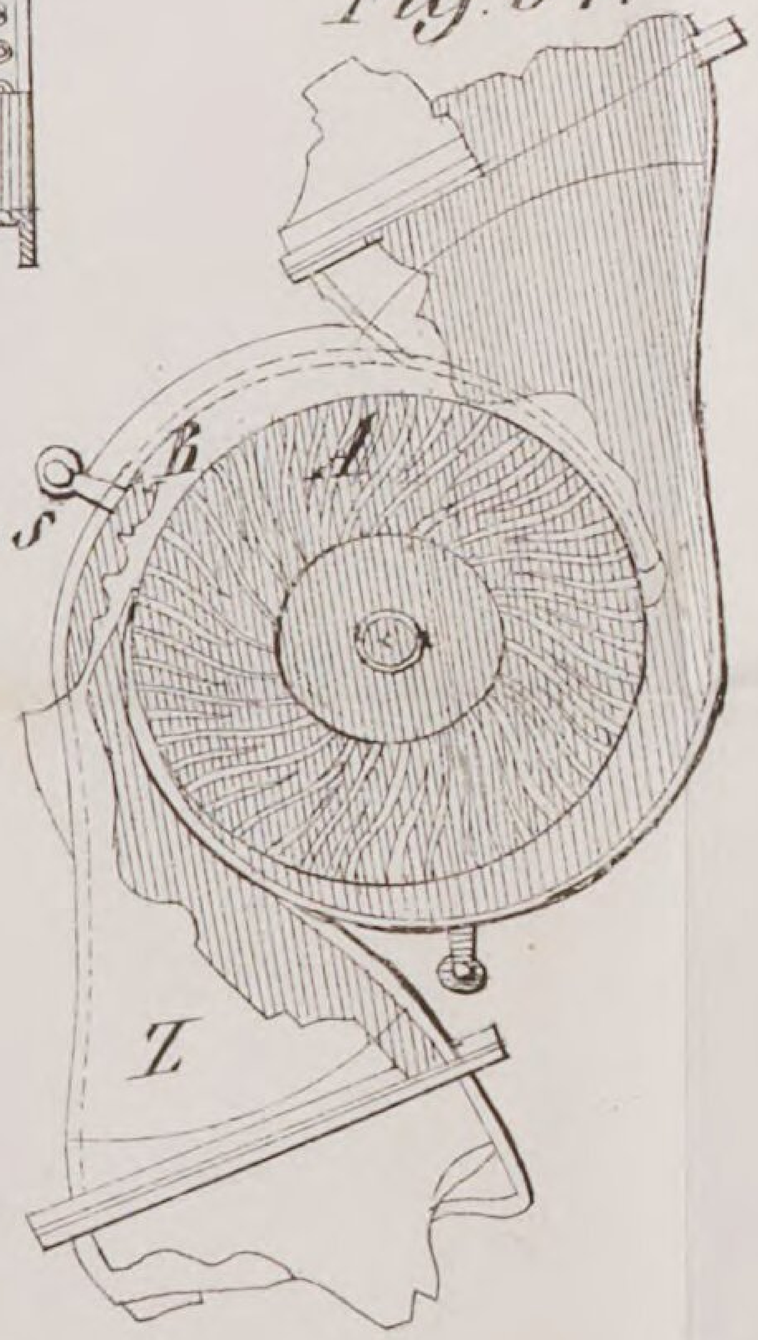


Fig. 65.

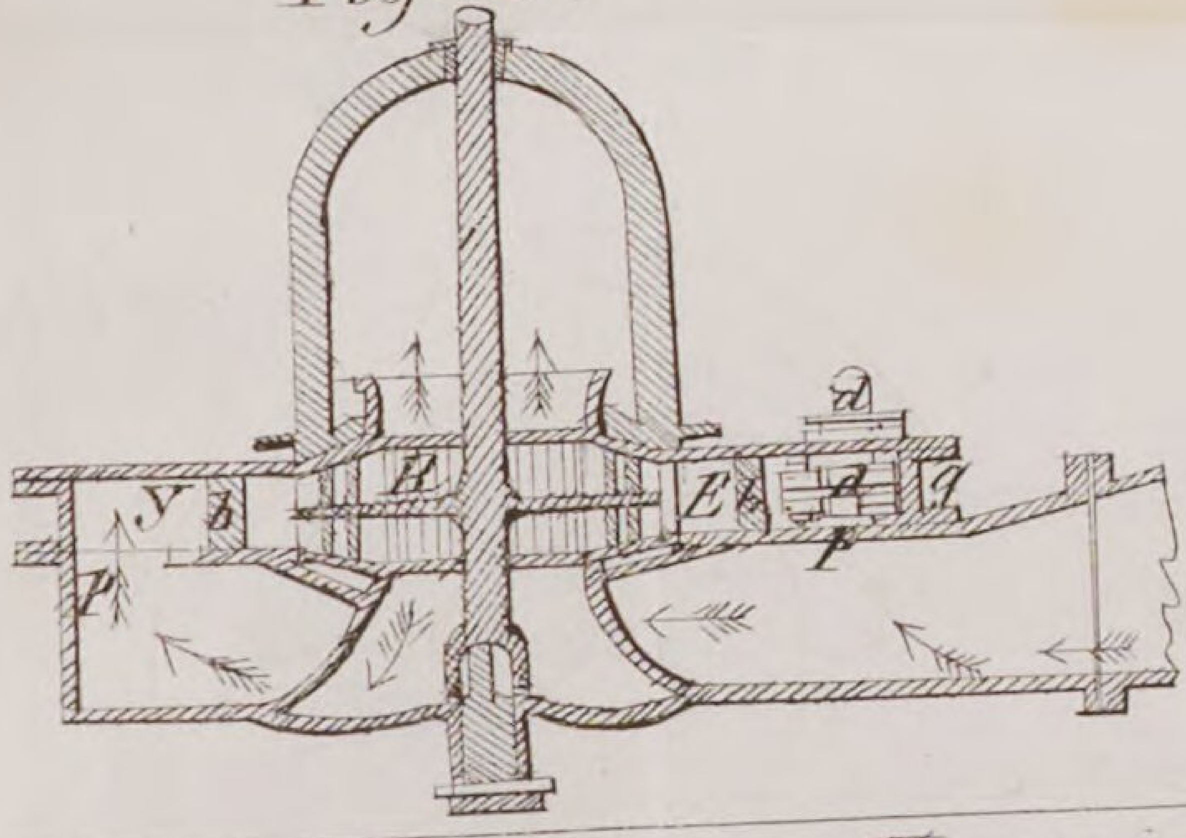


Fig. 66.

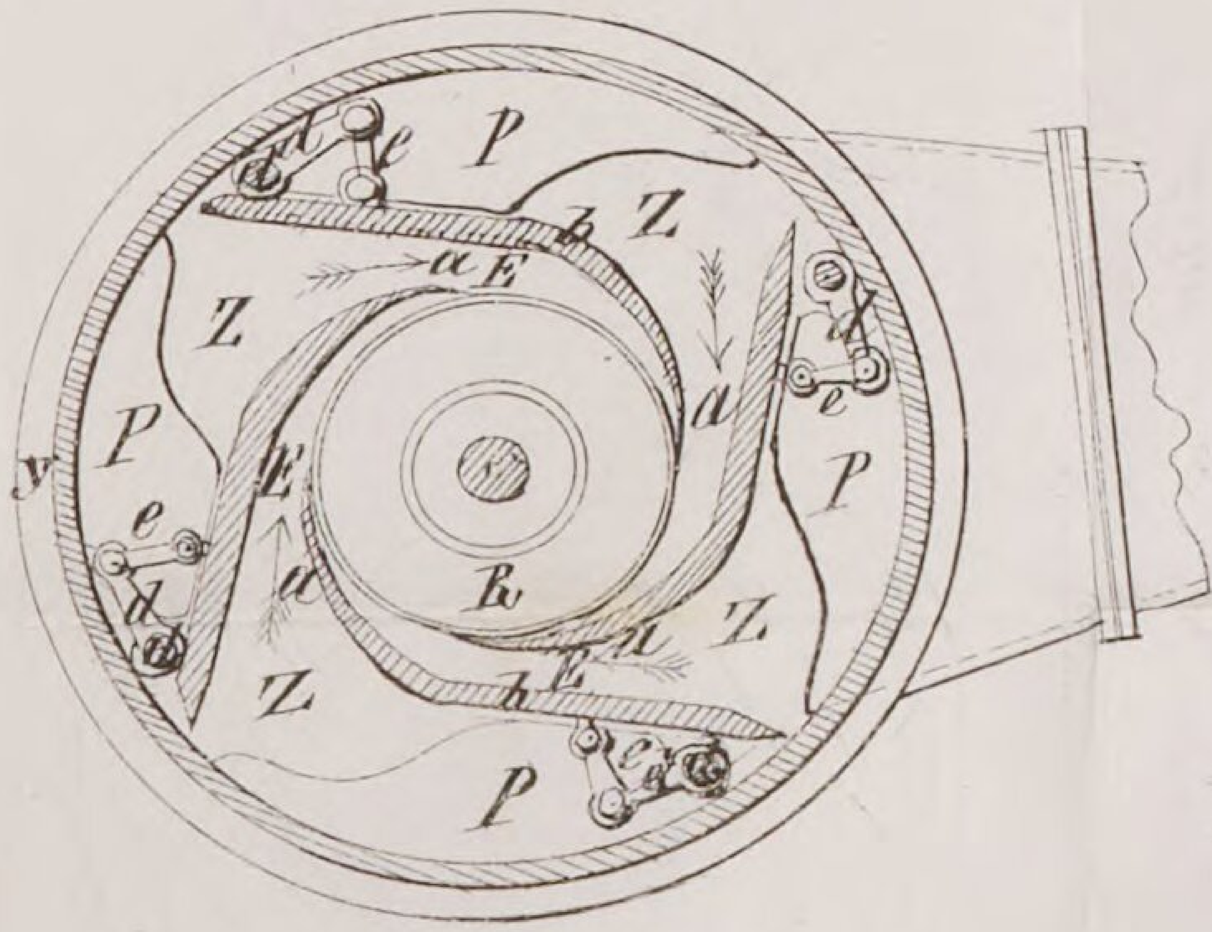
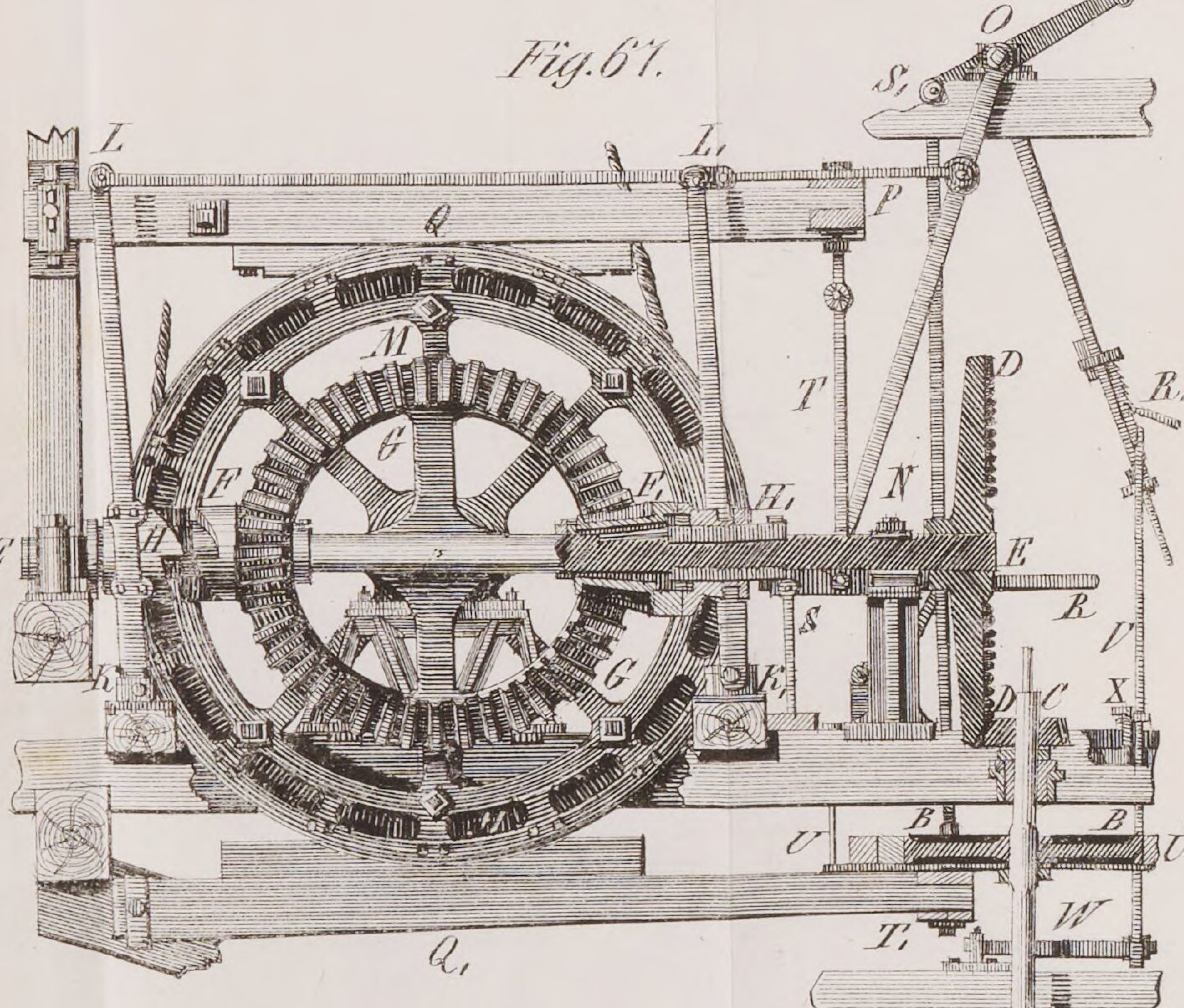
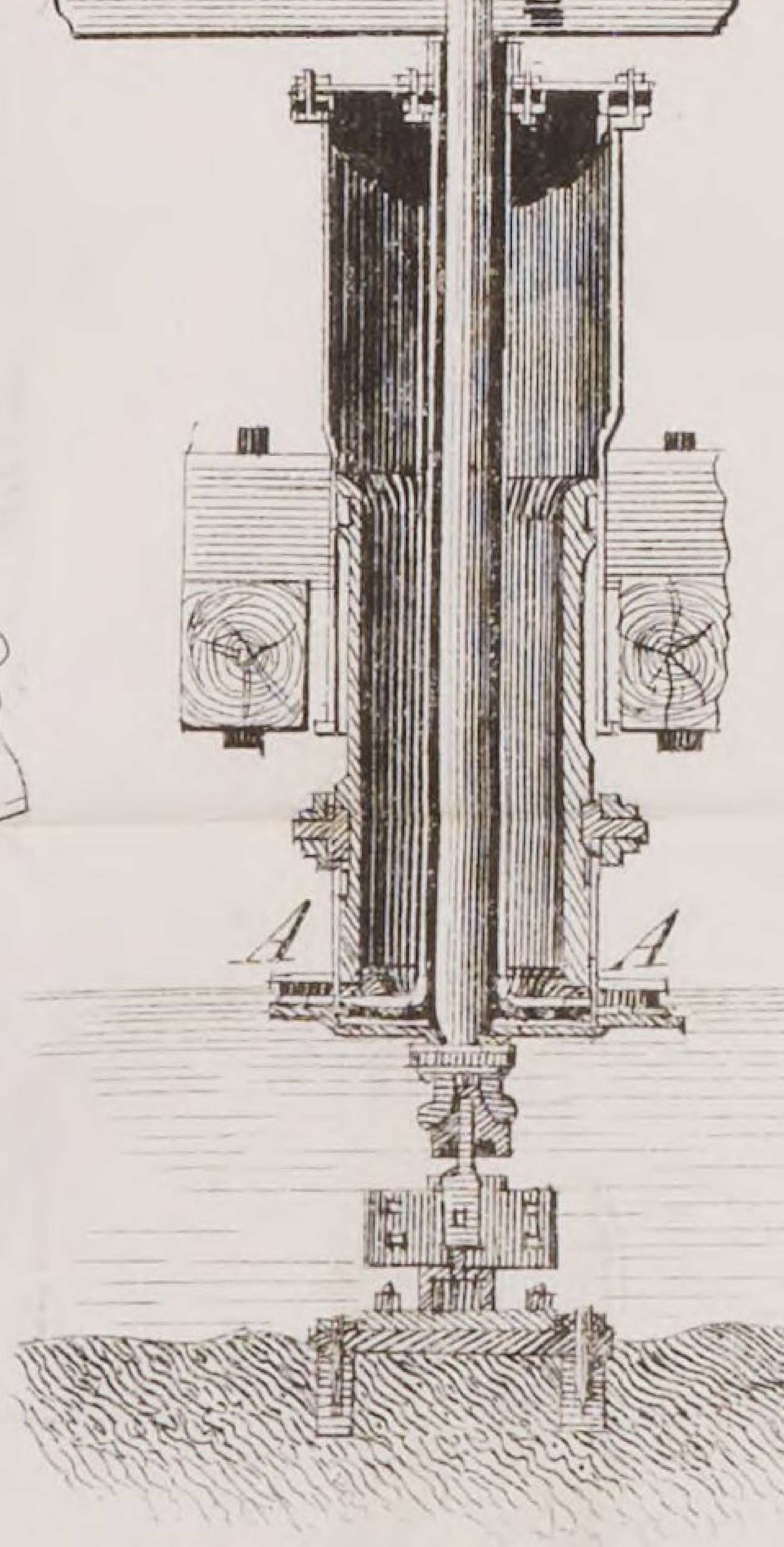


Fig. 67.

Frand